

Trabajo de Fin de Máster  
**Màster Universitari en Enginyeria Industrial**

**Soft Robotics: estudio y modelado de actuadores  
basados en la deformación de medios continuos y su  
aplicación práctica en el ámbito industrial**

**MEMORIA**

**Autor:** Joan González Villà  
**Director:** Francesc Roure  
**Convocatòria:** Octubre 2016



Escola Tècnica Superior  
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



# Resumen

En un mundo cuya industria está dominada por el uso de materiales rígidos como el acero y elementos diseñados para no deformarse, este trabajo presenta una alternativa a la utilización de actuadores convencionales basada en la implementación de sistemas deformables.

Reciben el nombre de FREEs, por sus siglas en inglés (*Fiber Reinforced Elastomeric Enclosures*), y su concepto se basa en distribuir familias de fibras de nylon o kevlar, formando hélices con una determinada orientación, alrededor de cilindros de material elastomérico en los que se introduce una cierta presión. Al aumentar el volumen del cilindro, la configuración de las fibras restringe la deformación del conjunto, consiguiendo movimientos de alargamiento, acortamiento, rotación, etc. Este tipo de comportamiento los hace idóneos para sustituir a los actuadores convencionales, ya que los materiales que los forman tienen muy baja densidad en comparación con los utilizados actualmente, además de permitir un cierto grado de adaptabilidad y suavidad a la hora de interactuar con otros elementos.

Este trabajo parte de analizar el estado actual de desarrollo en que se encuentra este tipo de sistemas, así como las distintas aplicaciones en las que se han utilizado hasta la fecha. En él, se realiza un estudio de comportamiento mediante software de simulación por elementos finitos (ANSYS) para comprobar su similitud con los modelos numéricos y verificar los resultados presentados en las investigaciones tomadas como referencia.

Una vez confeccionado un modelo representativo de los actuadores reales y realizadas las simulaciones, se utilizan los datos recopilados para sustituir un actuador convencional en una determinada aplicación. El ejemplo de aplicación estudiado es el cilindro hidráulico utilizado en la parte posterior de algunas embarcaciones con motor fueraborda, y cuya función es la de actuar sobre el giro del este. En estos estudios no solo se realizan comprobaciones de fuerzas y magnitudes de desplazamiento, sino que también son de interés los valores de linealidad entre la presión que se introduce desde el volante y el desplazamiento de respuesta del motor.



## Tabla de contenido

Resumen .....	2
1 Introducción .....	6
1.1 Descripción .....	7
1.2 Motivación .....	8
1.3 Objetivo .....	8
1.4 Alcance.....	9
2 Análisis de antecedentes y viabilidad.....	10
2.1 Cálculo de fuerzas generadas por los actuadores tipo McKibben .....	13
2.2 Posiciones de bloqueo de los actuadores .....	14
2.3 Diseño de actuadores según direcciones de movilidad .....	19
3 Propuesta de solución .....	22
4 Cálculos, resultados experimentales y tratamiento informático .....	25
4.1 Metodología para el cálculo de un modelo genérico .....	25
4.1.1 Hélix-Gen.....	25
4.1.2 Creación del modelo .....	27
4.2 Cálculos y resultados experimentales.....	30
4.2.1 Actuador FREE de compresión pura.....	30
4.2.2 Actuador FREE de torsión pura .....	32
4.2.3 Actuador FREE de deformación helicoidal.....	34
4.3 Cálculo del modelo propuesto.....	35
4.3.1 Iteraciones 1 a 5 .....	35
4.3.2 Iteración 6.....	37
4.3.3 Iteraciones 7 y 8 .....	38
4.3.4 Estudio de la relación Presión-Desplazamiento de la configuración final .....	38
4.3.5 Cálculo de la masa del actuador resultante .....	39
5 Esquemas y documentación de conjunto.....	41
5.1 Metodología constructiva .....	41
5.2 Esquema de instalación.....	43
6 Presupuesto.....	45
7 Comparativa de los resultados con los objetivos propuestos .....	46
8 Conclusiones .....	47
9 Agradecimientos .....	48
10 Bibliografía .....	49
11 Anexo I: Aplicación Hélix-Gen .....	50



12	Anexo II: código de hélices del modelo definitivo .....	52
----	---	----

# 1 Introducción

Hace un tiempo, la metodología del diseño mecánico se centraba en crear componentes y sistemas robustos y de gran rigidez. Si algo se deformaba durante su utilización, causaba la sensación de ser de baja calidad y de estar mal diseñado. Sin embargo, con el paso del tiempo se empezó a comprender que deformable no significa poco resistente, ni supone una pérdida de prestaciones en el sistema. No hay más que fijarse en la evolución que han sufrido los automóviles en unas pocas décadas, pasando de chapas gruesas y estructuras rígidas, a componentes de plástico flexibles y subsistemas deformables. Cada una de las aplicaciones en los diferentes ámbitos de la industria, es susceptible de ser mejorada con la implantación de elementos que sustituyen la solidez y robustez, por la flexibilidad. Componentes que a priori darían la sensación de haber sido debilitados, pueden mejorar el diseño en ámbitos tales como la absorción de la energía de impacto, reducción de peso, facilidad de montaje, facilidad de fabricación (suelen relajar los requerimientos en tolerancias), reducción de componentes (como se aprecia en la Figura 1), etc.; y es por ello que los elementos flexibles han ido alcanzando cierto protagonismo en el diseño de máquinas moderno.

Si bien es cierto que la utilización de elementos flexibles no es ninguna novedad, el auge de los programas informáticos de simulación con elementos finitos, y la mejora de los ordenadores en general, ha potenciado en gran medida el diseño y la optimización de los mismos. En muchas ocasiones, estos elementos pueden sustituir funcionalmente a mecanismos al completo. En estos casos, la terminología anglosajona los denomina como *compliant mechanisms*, lo cual, a falta de traducción literal válida, podría definirse como "mecanismos de medio continuo" o "mecanismos deformables".

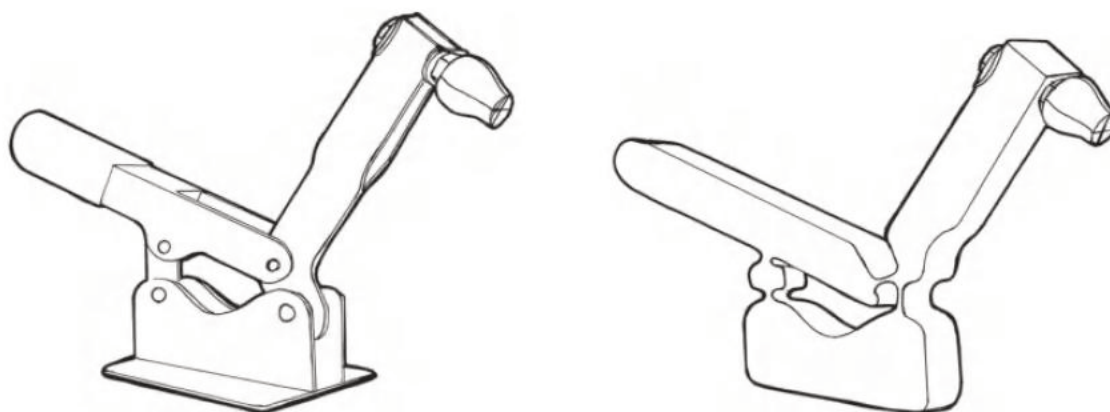


Figura 1: abrazadera convencional con 18 componentes (izq.) frente a diseño conceptual de un solo componente. Fuente: [1]

Dentro del ámbito de los mecanismos de medio continuo, existe un subgrupo ligeramente particular. A lo largo de las últimas décadas han tenido diferentes denominaciones (en ocasiones incluso se refería uno a ellos por su nombre comercial), pero el nombre más popular que reciben en la actualidad es el de FREEs (*Fiber-Reinforced Elastomeric Enclosures*). Como su nombre indica (Compartimentos Elastoméricos Reforzados con

Fibras), se trata de unos tubos elásticos conectados a un entramado de fibras relativamente rígidas (ver Figura 2), que condicionan su respuesta a la presión aplicada en su interior. Dependiendo de la distribución de dichas fibras, habitualmente formando hélices, los tubos reaccionan a la presión reduciendo o aumentando su longitud y/o diámetro, rotando en torno a su eje longitudinal; o habilitando modos de deformación como la flexión o la tracción, entre otros.

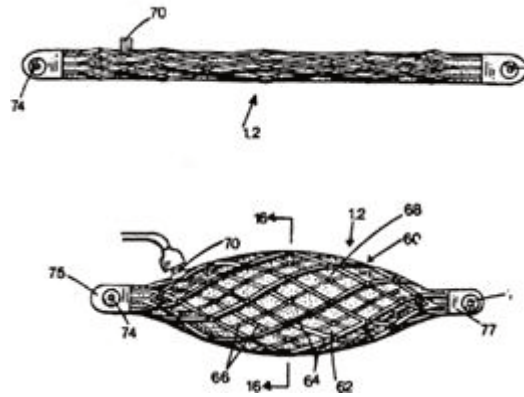


Figura 2: ejemplo de FREE comprimiéndose al aplicarle presión. Fuente: [2]

## 1.1 Descripción

Existen diferentes aplicaciones en las que se podría obtener un beneficio de sustituir algunos actuadores convencionales por FREEs.

En sectores como el del transporte, y en especial la automoción de competición o la aeronáutica, se invierte una gran cantidad de recursos y esfuerzos para reducir el peso de las máquinas, aunque únicamente sean unos gramos. Con la aplicación de este tipo de mecanismos elásticos, se han llegado a alcanzar valores de peso que suponen reducciones superiores al 90% si se los compara con actuadores convencionales de acero, que sean equivalentes en fuerza. En ocasiones, la problemática surge de la necesidad de reducir el ratio potencia/tamaño de algunos actuadores o del requerimiento de que estos no sean completamente rígidos, como es el caso de músculos artificiales utilizados en robótica y aplicaciones prostéticas.

Por último, también existen aplicaciones en las que se requiere suavidad y un cierto grado de adaptabilidad/deformabilidad para la manipulación de algunos objetos, o se requiere que cuando no estén en uso no impidan otro tipo de grados de libertad.

## 1.2 Motivación

Personalmente, la mayor motivación para la elección del estudio de este tipo de mecanismos, es la de buscar metodologías de diseño en ingeniería más próximas a los ejemplos presentes en la naturaleza. Creo que una gran cantidad de los avances que se han hecho en ingeniería y en la ciencia en general, tanto en el pasado como en el presente, han venido empujados por observaciones que se han hecho del entorno que nos rodea. De esta manera, podemos encontrar innumerables ejemplos, como trompas de elefante, tentáculos de pulpo, alas de insectos, etc. que han ido evolucionando durante miles de años y que nos indican que los sistemas deformables y adaptativos terminan por imponerse casi siempre.

Además de esta declaración personal referente a tendencias de diseño y el estudio de la naturaleza, este tema me ha parecido bastante interesante desde hace mucho tiempo, quizás por distanciarse ligeramente de la mecánica más clásica, y creo que puede aportar bastante al campo del diseño en cuanto a reducciones de peso, de cantidad de componentes, de necesidad de mantenimiento y, la que termina primando sobre todas las demás, de costes.

## 1.3 Objetivo

El objetivo de este trabajo es hacer un estudio sobre el estado del arte de los FREEs y simular diferentes modelos en un programa de elementos finitos, para comparar los resultados obtenidos con los publicados por los diferentes investigadores. Posteriormente, se pretende utilizar los resultados de las simulaciones para adaptar este tipo de actuadores a una aplicación que pueda verse beneficiada de la utilización de los mismos, reduciendo tanto el peso como el número de componentes del sistema, o introduciendo alguna funcionalidad que no puedan aportar los actuadores convencionales.

La aplicación escogida para ser mejorada es el sistema de dirección hidráulica presente en la mayoría de barcos y lanchas con motor. Más específicamente se desea estudiar el caso de las lanchas de competición, como la mostrada en la Figura 3, las cuales están pensadas para alcanzar mayores velocidades a costa de reducir al máximo su peso. También, dado que se trata de un elemento de control de la embarcación el que desea mejorarse, y teniendo en cuenta la alta peligrosidad de este deporte, se considera crucial reducir el número de piezas del sistema de dirección, con el fin de minimizar la probabilidad de que el fallo de una de estas provoque una inhabilitación del sistema.

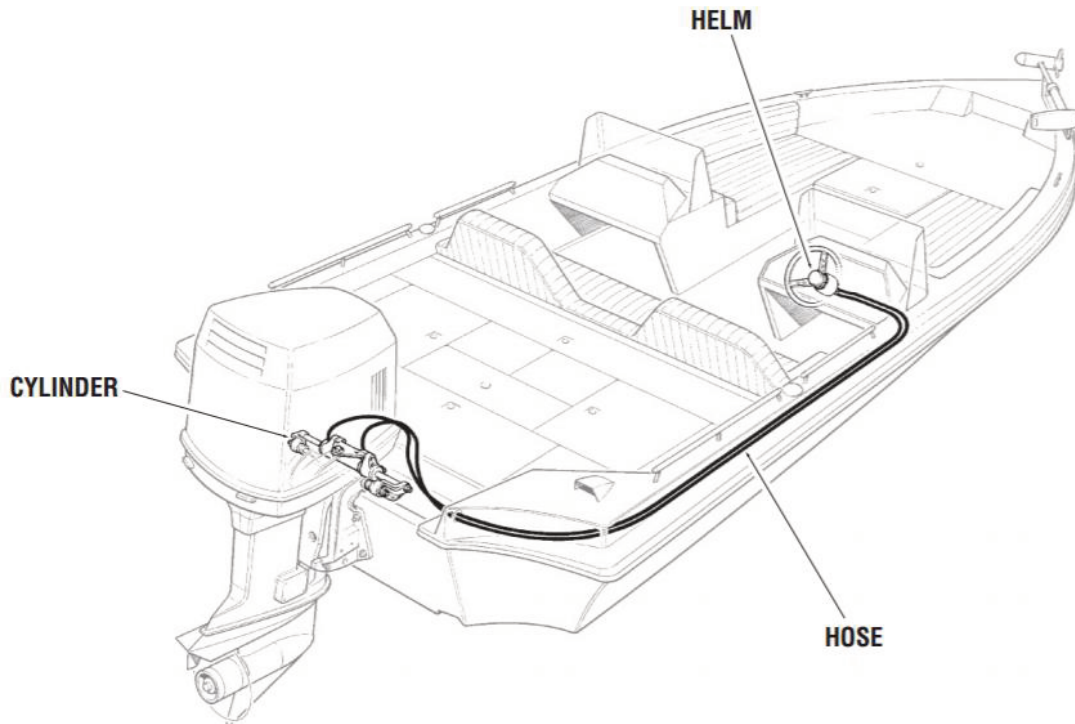


Figura 3: esquema de dirección hidráulica de una lancha a motor. Fuente [3]

Los objetivos específicos del trabajo son:

- Reducir el número de componentes del sistema de dirección hidráulico
- Reducir más del 50% el peso del subsistema del cilindro neumático de la dirección
- Conseguir alcanzar los objetivos propuestos reduciendo el precio total del sistema

## 1.4 Alcance

En cuanto a la modelización de los diferentes FREEs utilizados, el estudio se limitará a la creación de un modelo en elementos finitos y no se construirán modelos físicos ni se utilizarán modelos matemáticos teóricos, más allá de la utilización de estos últimos con el fin de dar soporte a las simulaciones.

Se limitará el estudio de los modelos a su respuesta de forma estática, siendo conscientes de que un escenario real se vería afectado por fenómenos dinámicos. Esto incluye también excluir análisis de vibraciones autoexcitadas producidas por la interacción entre la parte sumergida del motor y el agua. El único valor que se pretende alcanzar es una igualdad del trabajo producido por el actual sistema a sustituir.

## 2 Análisis de antecedentes y viabilidad

Hasta la fecha, diferentes variantes de FREEs han sido desarrolladas. Su primera aparición se remonta a las décadas de los años 50 y 60, y surgieron de la investigación para la creación de extremidades artificiales. Por entonces se les conocía como "músculos artificiales McKibben" y constaban de dos familias de fibras con diferente orientación de hélice (CW-CCW) y con la misma inclinación respecto al eje longitudinal [4]. Estos actuadores únicamente estaban pensados para deformarse reduciendo su longitud, y aplicando una tensión si se les conectaba a una carga, siendo estudios de referencia los realizados por Schulte en torno a 1961, y casi una década después por Gavrilovic y Maric. No fue hasta 1983, cuando la empresa Bridgestone solicitó la patente de un actuador con esta tecnología, al que se bautizó comercialmente como Rubbertuator. Este, que básicamente difería de los anteriores en utilizar fibras más rígidas, presentaba mejoras en la respuesta respecto a los modelos previos, reduciendo el efecto de histéresis tras ciclos sucesivos y mejorando la linealidad entre la presión introducida y la deformación del actuador.

Entrando en la década de los 90, Hannaford y Winters desarrollaron nuevas publicaciones acerca de sus estudios sobre el tema [5]. En ellos, aseguraban haber ensayado diferentes actuadores de esta familia, alguno de los cuales no pesaba más de 0,028kg y era capaz de generar una fuerza de 800N (introduciéndole una presión de  $6 \cdot 10^5 \text{Pa}$ ) con una sección en reposo de únicamente  $5 \cdot 10^{-5} \text{m}^2$ . Para poner estos números en contexto, se podría uno imaginar un actuador con una sección similar a la de un lápiz y el peso de un terrón de azúcar, con la capacidad de levantar en el aire a una persona de complexión mediana. Datos como este, o como el de que habían alcanzado ratios de potencia/masa de hasta  $10^4 \text{W/kg}$ , situaban a estos actuadores como serios competidores en un gran número de aplicaciones. Por si no fuera suficiente, estos investigadores eran capaces de fabricar dichos actuadores con un coste inferior a 5\$, e incluso hacerlos de menor tamaño (con una masa de 0,010kg) manteniendo el ratio de peso/fuerza anteriormente expuesto. Un ejemplo de la variedad de actuadores que estudiaban se puede ver en la Figura 4.

Actualmente, para encontrar actuadores neumáticos capaces de generar fuerzas próximas a los 800N mediante la tecnología convencional de empuje de émbolo, también a  $6 \cdot 10^5 \text{Pa}$  de presión, es necesario utilizar cilindros cuyos émbolos tengan una sección de más de  $1,25 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$ , 25 veces mayor que la de los ensayados por Hannaford y Winters. Estos valores no pueden ser mejorados sin cambiar de principio físico de funcionamiento, ya que dada una presión y buscada una fuerza, se requiere una superficie de empuje mínima sobre la que actuar. Además, estos actuadores convencionales tendrían una masa mínima de también 25 veces más (por encima de los 0,7kg), debido a su necesidad de utilizar materiales como el acero, haciendo que la ventaja en el ámbito del peso y el volumen sea innegablemente para los FREEs [6].

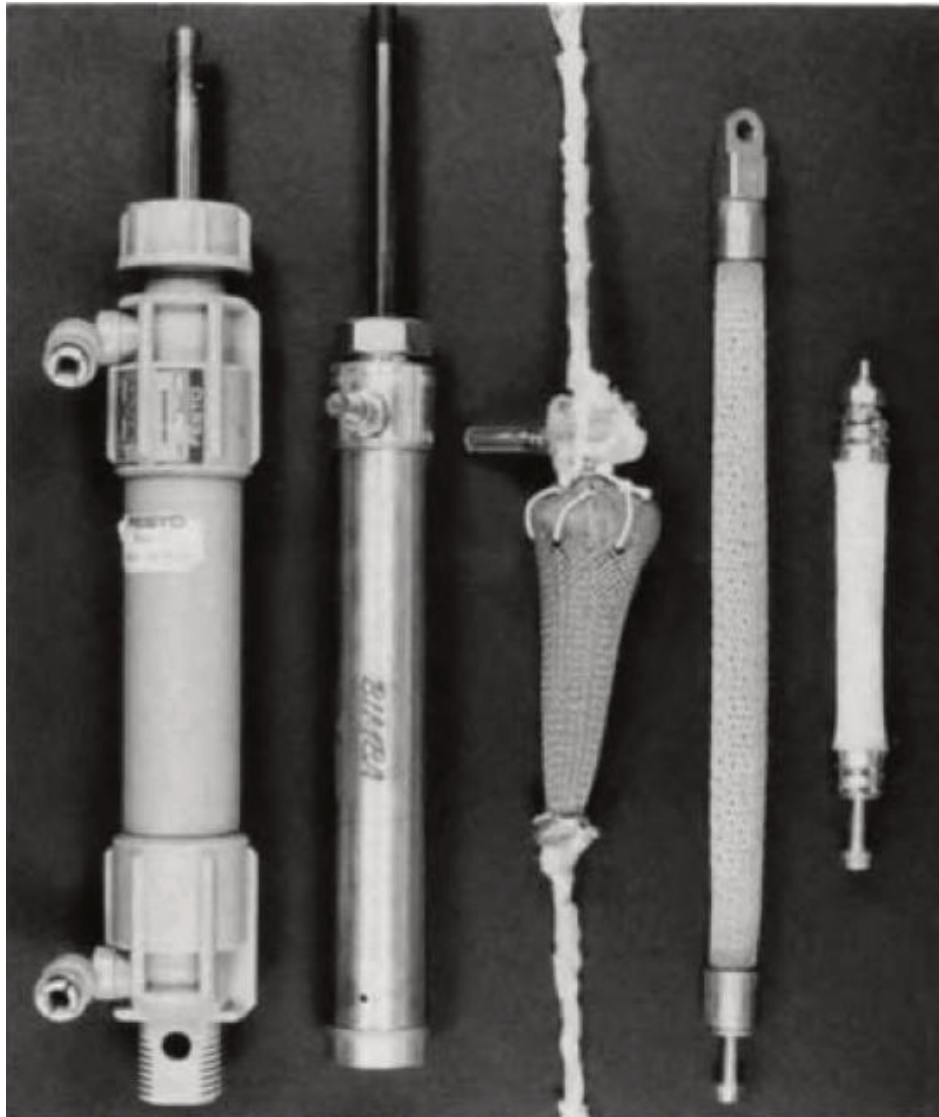


Figura 4: comparativas de diferentes actuadores hechas por Hannaford y Winters. Fuente [5]

Pocos años antes, Immea y Kukulj (y posteriormente Grodski) desarrollaron el ROMAC (ver Figura 5), por sus siglas en inglés de RObot Muscle ACtuator. Este, utilizaba una vaina de kevlar y filamentos de acero, lo cual le permitía trabajar con grandes cargas. Dichas cargas se encontraban en torno a los 2000kg de masa (para una masa de actuador de 0,3kg) y consiguiendo un acortamiento axial del 50% de la longitud total del mismo. En este caso en concreto, el actuador dejaba de tener una forma tubular o relativamente esbelta, sino que se trataba más bien de un poliedro, lo cual eliminaba la reducida sección transversal, con la que sí contaban el resto de formatos.



U.S. Patent Jul. 10, 1990 Sheet 1 of 7 4,939,982

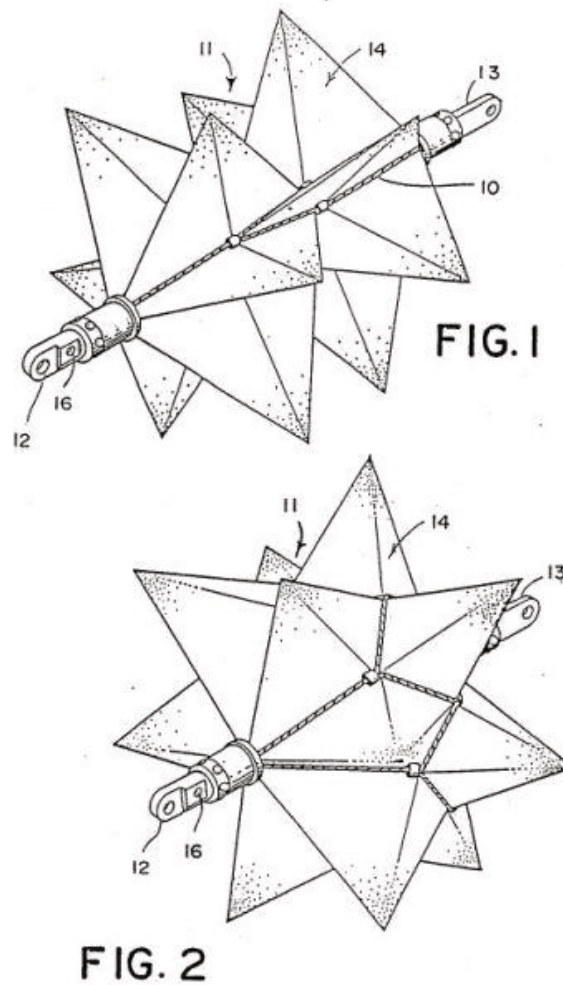


Figura 5: ilustración de patente del ROMAC. Fuente [7]

Como se ha mencionado previamente, los actuadores hasta ahora enumerados tenían como única función la de contraerse al recibir presión. Sin embargo, recientes estudios desarrollados en la Universidad de Michigan, han servido para crear actuadores que no solo son capaces de comprimirse, sino también de alargarse y rotar axialmente. Además, combinando varios de estos se pueden conseguir actuadores de mayor tamaño con la capacidad de flectar o formar hélices. Para conseguir estos resultados, las familias de fibras dejan de orientarse de forma simétrica (o especular) y se toman ángulos  $\alpha$  distintos de  $\beta$ . Además de aumentar los modos de actuación de este tipo de actuadores, los estudios realizados por estos investigadores (Krishnan y Bishop-Moser) concluyen que cualquier FREE formado por una membrana cilíndrica y un entramado de filamentos, tiene una posición límite en la cual deja de deformarse. Esto se debe a que a medida que se introduce presión en ellos, la inclinación de sus fibras va variando a causa de la deformación de la membrana hasta que llega un punto en el que se alcanza el equilibrio de fuerzas.



## 2.1 Cálculo de fuerzas generadas por los actuadores tipo McKibben

La fórmula que relaciona la fuerza producida y la presión introducida en los actuadores tipo McKibben, fue expuesta por Schulte por primera vez en 1961, y se deduce de la siguiente manera:

Se utiliza una aproximación basada en la conservación de la energía para obtener la tensión del actuador en función de la presión y la longitud del actuador. En ella, se considera  $W_{in}$  como el trabajo que realiza el gas que empuja las paredes internas de la membrana.

$$dW_{in} = \int_{S_i} (P - P_o) dl_i \cdot ds_i = (P - P_o) \int_{S_i} dl_i \cdot ds_i = P' dV \quad (1)$$

Donde  $P$  es la presión absoluta en el interior del actuador,  $P_o$  la presión en el exterior y  $P'$  la presión relativa.  $S_i$  representa toda la superficie interna de la membrana,  $ds_i$  el diferencial de área y  $dl_i$  el desplazamiento de la cara interior. Por último,  $dV$  representa el cambio de volumen total. Por otro lado, la siguiente expresión representa el trabajo  $W_{out}$  realizado por el actuador al reducir su longitud al reducir su volumen:

$$dW_{out} = -FdL \quad (2)$$

donde  $F$  representa la tensión producida por el actuador en la dirección de su eje longitudinal, y  $dL$  representa el desplazamiento del mismo en esta dirección (pero con diferente sentido). Si se utiliza la premisa de que el actuador no tiene pérdidas de ningún tipo y, por lo tanto, se pueden igual los trabajos  $W_{in}$  y  $W_{out}$ , utilizando el teorema de los trabajos virtuales. Por lo que combinando las ecuaciones (1) y (2) se llega a la igualdad:

$$-FdL = P' dV \quad \rightarrow \quad F = -P' \frac{dV}{dL} \quad (3)$$

Para poder estimar el cociente  $dV/dL$ , se toma el actuador como si fuera un cilindro perfecto, el cual tiene una longitud  $L$  y un diámetro  $D$ , y cuyas fibras forman un ángulo  $\alpha$  con su eje longitudinal, tienen una longitud de valor  $b$  y forman un total de  $n$  vueltas a su alrededor. Expresando los términos  $L$  y  $D$  en función de los otros se tiene:

$$L = b \cos(\alpha) \quad (4)$$

$$D = \frac{b \sin(\alpha)}{n\pi} \quad (5)$$

Por lo que escribiendo la expresión del volumen del cilindro en función de las ecuaciones (4) y (5) obtenemos:

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 L = \frac{b^3}{4\pi n^2} \sin^2(\alpha) \cos(\alpha) \quad (6)$$

De manera que la expresión (3) de la fuerza del actuador pueda ser expresada en función de  $P'$  y  $\alpha$ .

$$F = -P' \frac{dV}{dL} = -P' \frac{dV/d\alpha}{dL/d\alpha} = \frac{P' b^2 (2 \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha)}{4\pi n^2} = \frac{P' b^2 (3 \cos^2 \alpha - 1)}{4\pi n^2} \quad (7)$$

equivalente a

$$F = \frac{\pi D_d^2 P'}{4} (3 \cos^2 \alpha - 1) \rightarrow F = P A_d (3 \cos^2 \alpha - 1) \quad (8)$$

Siendo  $D_d$  y  $A_d$ , el diámetro y el área del cilindro máximos, obtenidos para un valor de ángulo  $\alpha=90^\circ$ .

## 2.2 Posiciones de bloqueo de los actuadores

Utilizando la formulación desarrollada en el apartado anterior y tomando como valor de la tensión  $F=0$ , es decir, haciendo funcionar el actuador sin ningún tipo de carga, la ecuación expuesta muestra que la posición de equilibrio se alcanza para un ángulo  $\alpha=54,7^\circ$ , aproximadamente (se pueden observar dos ejemplos de ello en la Figura 6).

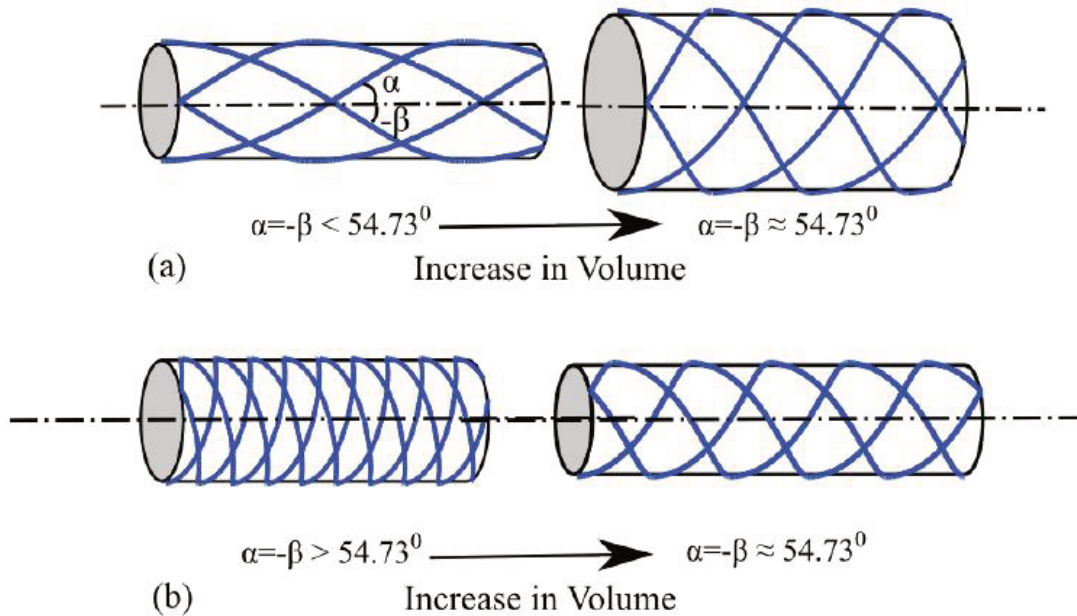


Figura 6: dos ejemplos (a y b) de actuadores tipo McKibben que alcanzan su deformación de bloqueo.  
Fuente [8]

Sin embargo, y como se ha mencionado previamente, es posible crear actuadores cuyos ángulos  $\alpha$  y  $-\beta$  no sean iguales, para los cuales la posición de bloqueo actuando sin carga

será distinta de  $\alpha=54,7^\circ$ . Estas posiciones de equilibrio se pueden calcular utilizando una formulación distinta que se desarrollará más adelante en este apartado, dando como resultado un "mapa" de las diferentes posiciones de bloqueo para actuadores sin carga (mostrado en la Figura 7), en función de sus ángulos  $\alpha$  y  $\beta$ .

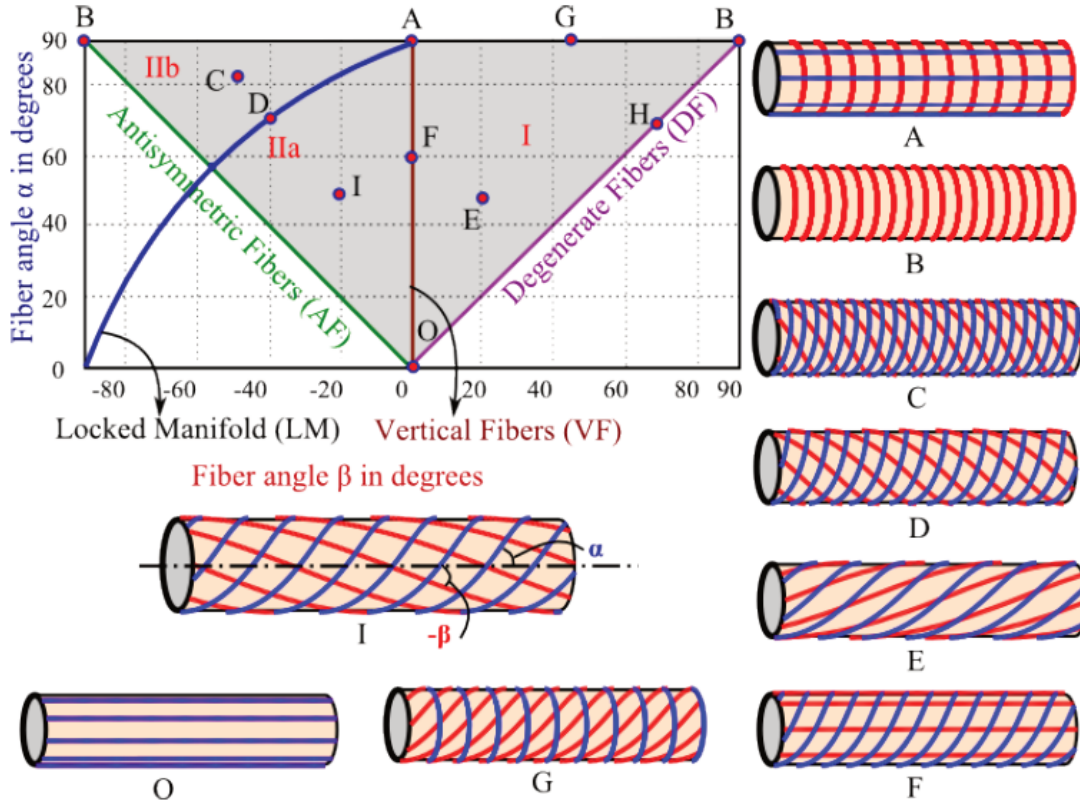


Figura 7: mapa de las posiciones de bloqueo y diferentes ejemplos. Fuente [8]

Se puede observar como la línea a  $45^\circ$  (de color verde) que corresponde a los actuadores con ángulos  $\alpha=-\beta$ , es decir, de tipo McKibben, cortan con la línea de posiciones de bloqueo, de color azul oscuro, para un ángulo de  $54,7^\circ$ , aproximadamente. Dicha línea de posiciones de bloqueo se deduce de realizar el desarrollo expuesto a continuación.

Asumiendo las siguientes simplificaciones:

- Se supone el actuador como un cilindro perfecto, tanto en su posición de reposo como en la deformada.
- Las fibras que envuelven al actuador se consideran completamente inextensibles.

Los parámetros de deformación se designan como  $\lambda_1$  y  $\lambda_2$ , siendo el primero el ratio de cambio de longitud y el segundo el de radio, relacionando ambos las dimensiones entre el actuador en reposo y el deformado. Manteniendo la nomenclatura para los ángulos de inclinación de las familias de fibras,  $\alpha$  y  $\beta$ , y nombrando a la longitud y el radio del actuador como  $l$  y  $r$ , respectivamente, se definen los siguientes parámetros:

$$\theta = \frac{l \tan \alpha}{r} \quad \phi = \frac{l \tan \beta}{r} \quad (9) \quad (10)$$

de tal manera que geoméricamente se deducen las siguientes relaciones

$$\lambda_1^2 \cos^2(\alpha) + \lambda_2^2 \sin^2(\alpha) \left( \frac{\theta + \delta}{\theta} \right)^2 = 1 \quad (11)$$

$$\lambda_1^2 \cos^2(\beta) + \lambda_2^2 \sin^2(\beta) \left( \frac{\Phi + \delta}{\Phi} \right)^2 = 1 \quad (12)$$

Donde las fibras de inclinación  $\alpha$  conforman un total de  $(\theta/2\pi)$  vueltas en torno al cilindro, y las de inclinación  $\beta$ , de igual manera, un total de  $(\Phi/2\pi)$ . El factor  $\delta$  representa la rotación del actuador en torno a su eje longitudinal. Combinando las expresiones (9) (10), (11) y (12) para expresar en términos de deformación axial y de ángulos de inclinación hélice, se obtiene

$$\lambda_2 = \frac{\text{sign}(\beta) \sqrt{1 - \cos^2(\beta) \lambda_1^2} \cos(\alpha) - \text{sign}(\alpha) \sqrt{1 - \cos^2(\alpha) \lambda_1^2} \cos(\beta)}{\sin(\alpha - \beta)} \quad (13)$$

$$\delta = \frac{l}{r} \frac{\text{sign}(\beta) \sin(\alpha) \sqrt{1 - \lambda_1^2 \cos^2(\beta)} - \text{sign}(\alpha) \sin(\beta) \sqrt{1 - \lambda_1^2 \cos^2(\alpha)}}{\text{sign}(\alpha) \cos(\beta) \sqrt{1 - \lambda_1^2 \cos^2(\alpha)} - \text{sign}(\beta) \cos(\alpha) \sqrt{1 - \lambda_1^2 \cos^2(\beta)}} \quad (14)$$

El volumen del actuador una vez deformado se puede expresar como

$$V = \lambda_2^2 \lambda_1 \pi r^2 l \quad (15)$$

y la variación de volumen relativa como

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{V - V_0}{V_0} = \lambda_2^2 \lambda_1 - 1 \quad (16)$$

lo cual, si es combinado con la ecuación (13), hace de la variación de volumen una expresión dependiente únicamente de  $\lambda_1$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ .

Esta ecuación puede ser resuelta utilizando el método de Newton para un cambio de fracción de volumen, utilizando una aproximación inicial  $\lambda=1$ . Sin embargo, existe una fracción de volumen en particular para la cual la variación de volumen con respecto de  $\lambda_1$  se hace cero. Esto significa que el volumen alcanza un valor máximo para un determinado valor de  $\lambda_1$ , lo que representa una situación de bloqueo del actuador.

Si se buscan las posiciones para las cuales la posición de bloqueo equivale a la configuración del actuador en estado de no deformación, es decir, con  $\lambda_1=1$ , se obtiene que

$$\lim_{\lambda_1 \rightarrow 1} \frac{d\Delta V}{V_0 d\lambda_1} = 0 \rightarrow \lim_{\lambda_1 \rightarrow 1} 2\lambda_2 \lambda_1 \frac{d\lambda_2}{d\lambda_1} + \lambda_2^2 = 0 \rightarrow (1 + 2 \cot \alpha \cot \beta) = 0 \quad (17)$$

Lo cual corresponde al lugar geométrico que contiene a las posiciones de bloqueo en función de los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$ .

Además de la existencia de todo el conjunto de posiciones de bloqueo existentes, es evidente que a medida que van cambiando las dimensiones de los actuadores al aumentar su presión interna, los ángulos de inclinación de las fibras con respecto al eje longitudinal van variando, como se ha mencionado previamente. Para conocer con precisión cómo varían dichos ángulos de inclinación, se presenta la siguiente formulación.

Denominando a los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$  en su estado de deformación como  $\alpha_n$  y  $\beta_n$ , respectivamente, y teniendo en cuenta que los números de vueltas en torno al actuador,  $\theta$  y  $\Phi$ , cambian una cantidad  $\delta$  al deformarse, se tiene que

$$\theta + \delta = \frac{\lambda_1 \tan \alpha_n}{\lambda_2 r} \quad \Phi + \delta = \frac{\lambda_1 \tan \beta_n}{\lambda_2 r} \quad (18) \quad (19)$$

y por lo tanto,

$$\alpha_n = \tan^{-1} \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} (\tan(\alpha) + \frac{r}{l} \delta) \right) \quad (20)$$

$$\beta_n = \tan^{-1} \left( \frac{\lambda_2}{\lambda_1} (\tan(\beta) + \frac{r}{l} \delta) \right) \quad (21)$$

Se debe tener en cuenta que los ángulos deformados  $\alpha_n$  y  $\beta_n$  son independientes de las dimensiones del cilindro, ya que si se sustituye  $\delta$  utilizando la ecuación (14), los términos  $r$  y  $l$  se cancelan de la expresión.

Si se combinan los conceptos desarrollados en las páginas previas, para los cuales se conoce la forma en que varía el ángulo de inclinación de las fibras y la posición final a partir de la cual no podrán continuar deformándose, se puede representar un gráfico con las configuraciones que tendrá cada actuador hasta bloquearse, formando una especie de "camino", como se puede ver en la Figura 8. Esto significa que cualquier actuador cuya posición de reposo esté contenida en uno de estos caminos será análogo al resto de actuadores también contenidos en este.

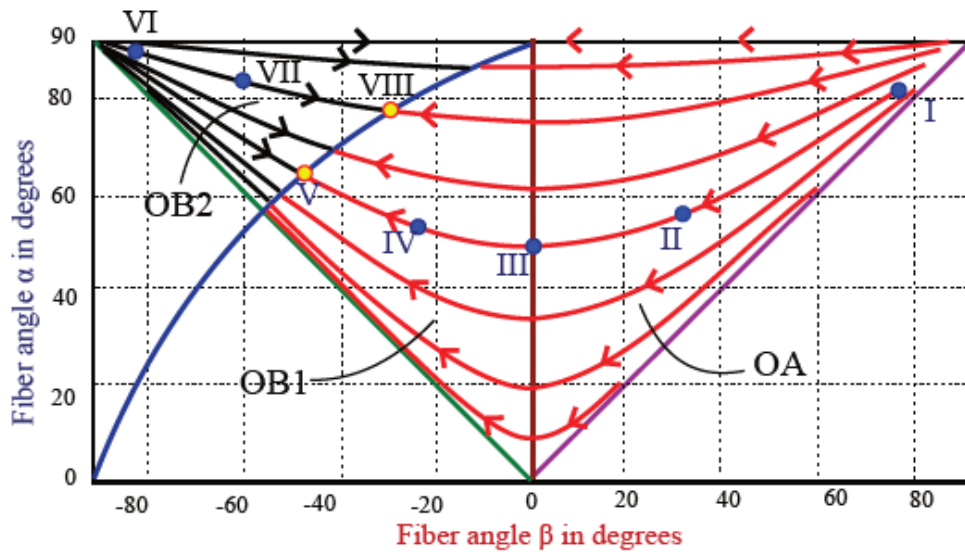


Figura 8: gráfico con distintas familias de configuraciones de fibras formando "caminos" de desplazamiento. Fuente [8]

Como puede observarse en el gráfico, un actuador cuya configuración inicial tenga una distribución de fibras como las de la posición I, pasará por las posiciones II, III, IV y V a medida que se aumente la presión en su interior (como se muestra en la Figura 9), independientemente de cuáles sean las dimensiones del cilindro. De igual manera, si la configuración en reposo comienza en II, o III, por ejemplo, al deformarse irán "avanzando" hasta llegar a V, donde se encontrarán con la posición de bloqueo. Lo mismo ocurre al otro lado de la línea de posiciones de bloqueo, donde la configuración VI se acabará convirtiendo en VIII, pasando por VII.

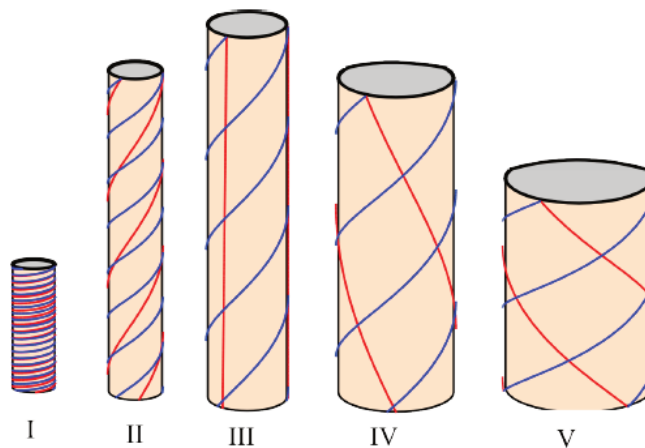


Figura 9: aspecto que tendría el actuador ejemplificado a medida que aumentara su deformación. Fuente [8]

\*Nota: los desarrollos mostrados en este capítulo son adaptaciones tomadas de diferentes publicaciones referenciadas en este trabajo, siendo las ecuaciones (1) a (8) parte del texto [4]; y en adelante hasta la ecuación (21), parte del texto [8].



## 2.3 Diseño de actuadores según direcciones de movilidad

Como se ha mencionado previamente, cualquiera de las configuraciones de encordado que se puedan realizar dará como resultado uno de los principales tipos de deformación: compresión, elongación o torsión; o bien, diferentes combinaciones de estos. Utilizando la formulación que rige el comportamiento de estos actuadores, previamente mencionada, y ordenando las distintas formas de deformación en diferentes subgrupos, los investigadores de la Universidad de Michigan, Krishnan y Bishop-Moser, junto a colaboradores, han construido una serie de gráficos y tablas que permiten conocer el comportamiento que tendrán las diferentes configuraciones de forma rápida y sencilla. De tal manera, conociendo los ángulos de inclinación de las dos familias de fibras,  $\alpha$  y  $\beta$ , y utilizando el gráfico de la Figura 10, se puede conocer el subgrupo de actuador, por número, que conforma dicha configuración.

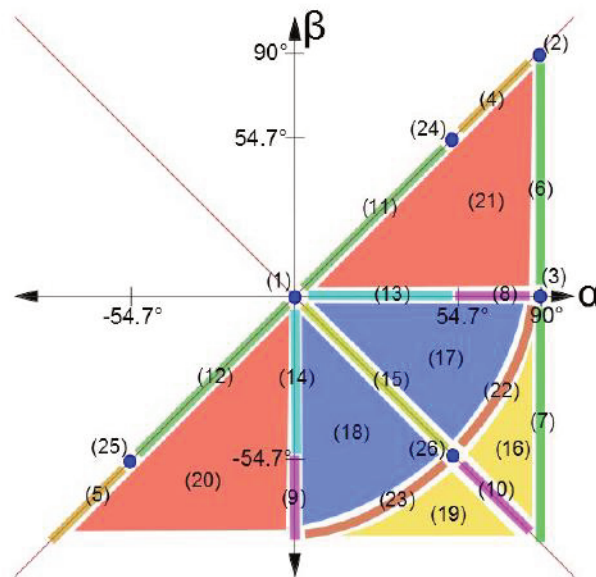


Figura 10: gráfico de identificación de subgrupo según ángulos de inclinación de fibras. Fuente [9]

A continuación, se relacionan, mediante la Tabla 1, los diferentes tipos de deformación que se producen para cada subgrupo. Para ello, se marcan con una *A* los tipos de deformación que es capaz de producir ese subgrupo al serle aplicada una presión interna; mientras que se marcan con una *F* los tipos de deformación (o grados de libertad asociados a estos) que se liberan al deformarse los actuadores. Es decir, por sí solos no son capaces de generar esa deformación en concreto, pero sí que permiten recibirla de forma externa sin generar oposición a la misma.

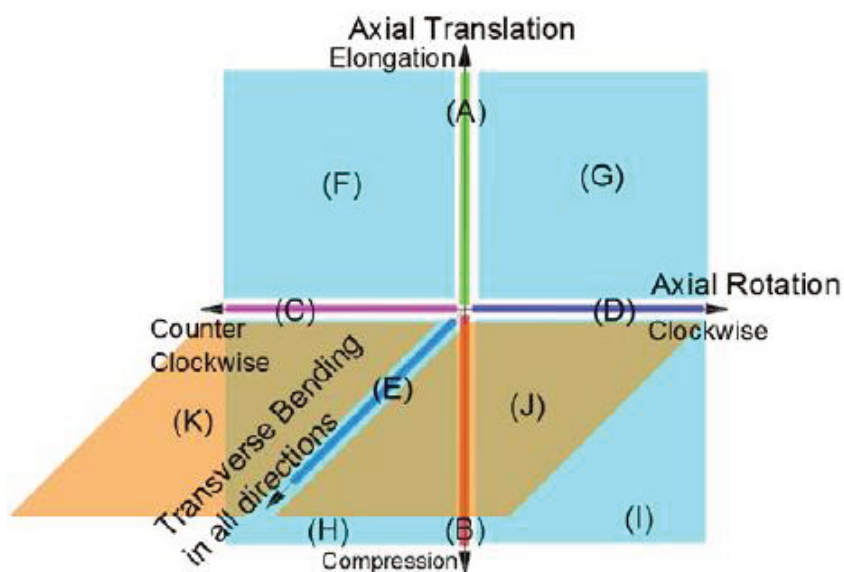
**Tabla 1: relación de deformaciones con los distintos subgrupos de configuración de inclinación de fibras. Fuente [9]**

THE MOBILITY MAPPING FOR ALL SINGLE ACTUATORS. "A" IS AN ACTUATION DIRECTION THAT INCREASES VOLUME; "F" IS A FREEDOM DIRECTION THAT KEEPS VOLUME CONSTANT.

Actuator Type (from Fig. 2(a))	Mobility Direction (from Fig. 2(b))										
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	.	F	F	F	F	.	.	.	.	.	.
2	A	.	F	F	F	.	.	.	.	.	.
3	.	.	F	F	.	.	.	.	.	.	.
4	A	.	A	.	F	F	.	.	F	.	.
5	A	.	.	A	F	.	F	F	.	.	.
6	.	.	.	.	F	.	A	.	.	.	.
7	.	.	.	.	F	A	.	.	.	.	.
8	.	.	A	.	.	.	.	.	F	F	.
9	.	.	.	A	.	.	.	F	.	.	F
10	A	.	.	.	F	.	.	.	.	.	.
11	.	A	A	.	F	.	F	F	.	.	.
12	.	A	.	A	F	F	.	.	F	.	.
13	.	A	A	.	.	.	.	F	.	F	.
14	.	A	.	A	.	.	.	.	F	.	F
15	.	A	.	.	F	.	F	F	.	.	.
16	.	.	.	.	F	A	.	.	.	.	.
17	.	.	.	.	F	.	.	A	.	.	.
18	.	.	.	.	F	.	.	.	A	.	.
19	.	.	.	.	F	.	A	.	.	.	.
20	.	.	.	.	F	A	.	.	.	.	.
21	.	.	.	.	F	.	A	.	.	.	.
22	.	.	.	.	F	.	.	.	.	.	.
23	.	.	.	.	F	.	.	.	.	.	.
24	.	.	A	.	F	.	F	.	F	.	.
25	.	.	.	A	F	F	.	F	.	.	.
26	.	.	.	.	F	.	.	.	.	.	.

Como indica la leyenda adjunta a la tabla, las A de actuación suponen un aumento de volumen (conseguida mediante el aumento de presión interna) en una "dirección" en concreto; mientras que las F de libertad suponen una no-variación de volumen (evitando la creación de esfuerzos resistentes), también para una "dirección" en concreto.

Finalmente, una vez conocidas las As y Fs del subgrupo a estudiar, estas se relacionan con sus respectivas "direcciones de movilidad" (letras de la A a la K), representadas en la Figura 11.

**Figura 11: gráfica de direcciones de movilidad. Fuente [9]**



En dicha figura están representadas las diferentes direcciones de movilidad, de tal manera que las direcciones A, B, C, D y E, representan formas de deformación "puras", mientras que el resto corresponden a formas de deformación de tipo helicoidal derivadas de la combinación de dos de las anteriores. En particular, la dirección de movilidad E, que representa el tipo de deformación de flexión transversal, no puede ser obtenida como forma de actuación (A) sino únicamente como liberación de dirección de movilidad ( $F$ ), tal y como se aprecia en la Tabla 1. De esta manera, no será posible crear un actuador cuya funcionalidad sea la de flectar al introducirle presión en su interior.

### 3 Propuesta de solución

Como se ha comentado en el apartado de objetivos, se desea crear un modelo mejorado de la dirección hidráulica de una lancha. Dichas mejoras pasan por reducir el peso, número de componentes y precio, a costa de sustituir los actuales cilindros hidráulicos de acero por los FREEs de material elastomérico presentados previamente en este trabajo.

Se parte de elegir un modelo en concreto que se utilice actualmente con este fin, sin mayor criterio de selección que el de que tenga disponible información tal como su peso, dimensiones, precio, rango de presiones de trabajo, etc. El tipo de sistema elegido es uno con un único cilindro de doble efecto, acoplado a un mecanismo que mejora la funcionalidad del sistema. El aspecto del mismo se puede observar en la Figura 12.

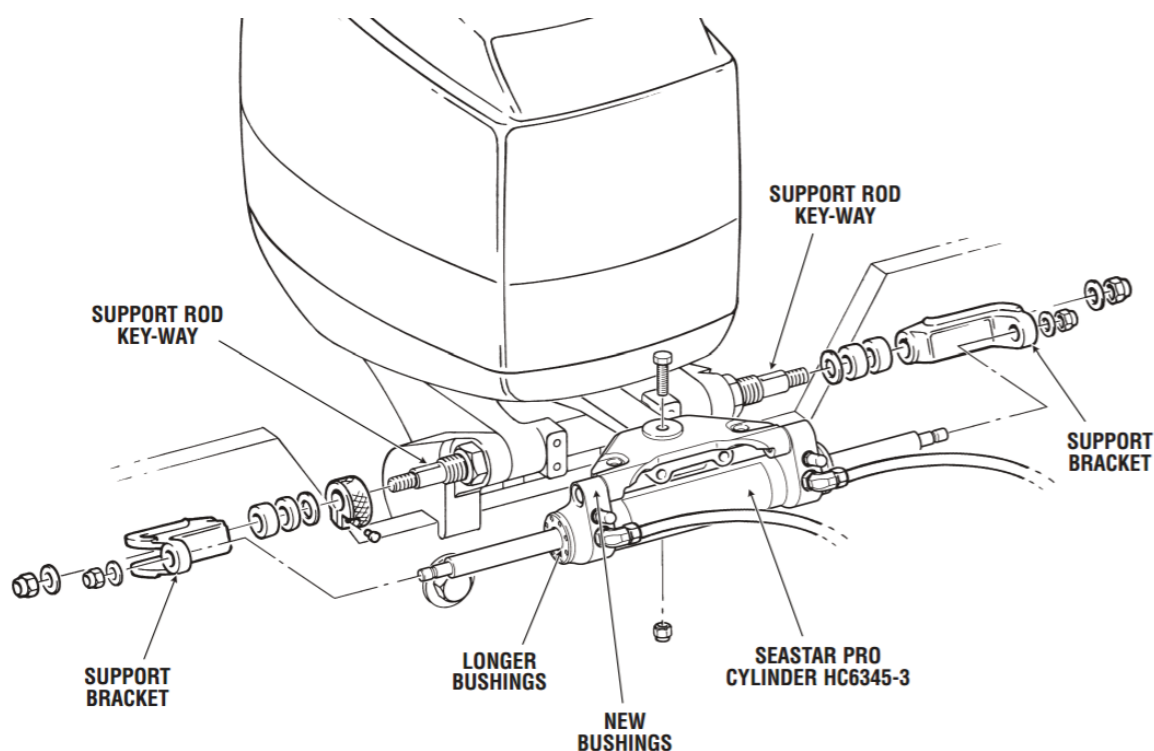


Figura 12: explosión de un mecanismo de dirección de motor con cilindro único de doble efecto. Fuente [3]

El sistema elegido para sustituir es el modelo comercial Seastar HC6845S, utilizado para conducción agresiva en lanchas de competición, con presiones de trabajo de hasta  $6 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ , pensado para el control de motores de hasta  $2,61 \cdot 10^5 \text{ W}$  y cuya masa es del orden de los 300kg. Las dimensiones del cilindro son:

- Diámetro nominal del eje = 0,0222m
- Carrera = 0,203m
- Volumen =  $0,000136 \text{ m}^3$
- Diámetro interno del cilindro = 0,0334m

- Longitud entre extremos del eje = 0,552m

Conociendo la sección de empuje interna ( $4,89 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$ ) y la presión de trabajo máxima, se puede calcular que la fuerza máxima desarrollada por el cilindro será de 3372,08N. Utilizando estos valores de fuerza y carrera del pistón, es posible calcular el trabajo que debe generar el actuador de sustitución, el cual está en torno a los 675J.

Si se utiliza la ecuación (8) para conocer el diámetro necesario de actuador, teniendo como datos la fuerza necesaria y la presión máxima de trabajo ( $6 \cdot 10^5 \text{Pa}$ ), y fijando el valor del ángulo de inclinación  $\alpha$ . Para conseguir un valor de diámetro nominal de actuador relativamente bajo es necesario hacer el operador  $\cos^2 \alpha$  lo más alto posible, lo cual implica tomar un valor del ángulo relativamente bajo. Se ha decidido probar con valores para este ángulo de  $10^\circ$  y  $20^\circ$ , para los cuales se obtiene un diámetro de actuador de 0,061m y 0,0657m, respectivamente.

Se desea sustituir el cilindro convencional de doble efecto, capaz de realizar desplazamientos en los dos sentidos de su dirección de actuación, por dos actuadores FREE de compresión colocados con sentidos de trabajo enfrentados (ver Figura 13). En una primera instancia, se pretenden aprovechar los tres mismos puntos de anclaje que utiliza actualmente el cilindro de doble efecto (dos en los extremos del vástago y uno central en la camisa).

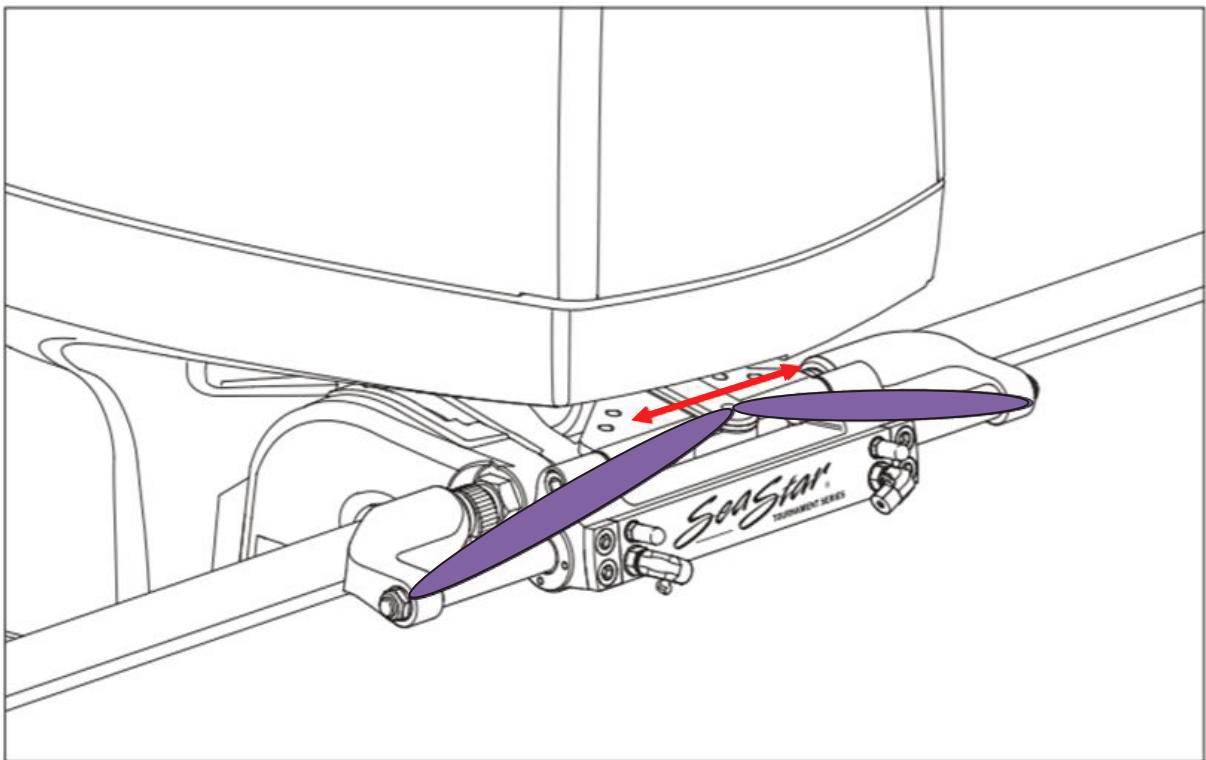
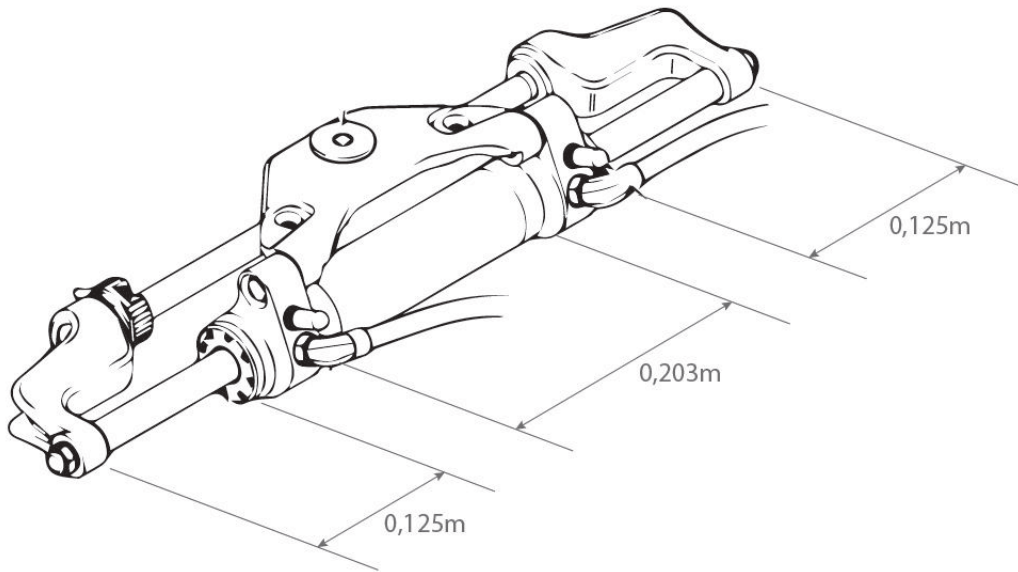


Figura 13: esquema de funcionamiento de los FREEs en el sistema de dirección hidráulica

Por ello, es necesario que la longitud de reposo de los actuadores tenga un valor similar a la carrera del pistón a sustituir, más la longitud de uno de los extremos para su posición intermedia (0,328m aproximadamente), como se puede ver en el esquema de la Figura 14.

Por otro lado, su posición de compresión máxima debe tener la longitud de uno de los extremos en la posición intermedia (0,125m).



**Figura 14: medidas aproximadas de referencia del sistema a sustituir**

Por lo tanto, se procederá a desarrollar un modelo de FREE en elementos finitos, con una longitud de 0,325m, 0,065m de diámetro y 20° de inclinación de fibras. En caso de no cumplir con los requisitos deseados para sustituir al cilindro de doble efecto, se procederá a realizar iteraciones del modelo de la siguiente manera:

- Si no se alcanza el valor de longitud en compresión máxima deseado (0,125m): se alejarán las posiciones de anclaje de los FREEs, alargando su longitud en reposo, con el objetivo de que la diferencia entre longitud de reposo y longitud de compresión máxima alcance el valor de la carrera de pistón a sustituir (0,2m)
- Si no se alcanza el valor de fuerza desarrollada por el actuador (3350N): se aumentará el diámetro del actuador o se reducirá el ángulo de inclinación de fibras.
- Si tras realizar alguno o los dos puntos anteriores, las dimensiones del actuador son excesivas: se estudiarán configuraciones de actuadores en paralelo para multiplicar la fuerza para un mismo valor de desplazamiento.

## 4 Cálculos, resultados experimentales y tratamiento informático

### 4.1 Metodología para el cálculo de un modelo genérico

Para llevar a cabo los cálculos necesarios sobre la respuesta de los actuadores estudiados por medio de elementos finitos, se ha recurrido al programa informático ANSYS Mechanical APDL 15.0. Para construir uno de estos actuadores, como se verá más adelante, se utiliza un tubo de elastómero y después se distribuyen las diferentes familias de fibras a su alrededor, haciendo que la única conexión fija que exista entre tubo y filamentos sea en los extremos. Sin embargo, con el fin de simplificar la creación de modelos, se ha decidido asumir que las fibras están unidas a la membrana a lo largo de toda su longitud. Una vez desarrollados varios modelos, se comprobará que esta suposición no impide la variación de la inclinación de las fibras y que los resultados obtenidos sean similares a los presentados por los investigadores, con el fin de verificar que la simplificación es de mínima importancia. A continuación, se describirá con detalle la metodología utilizada para crear los modelos.

El modelo, todo él formado por un solo cuerpo, está construido con dos tipos de componentes: elementos lineales para formar los filamentos y elementos superficiales para formar el elastómero. En el caso de los filamentos, se ha elegido el tipo de elemento LINK180, elemento que solo trabaja a tracción, con un módulo de Young que corresponde a valores similares a los que presenta el nylon. Para el elastómero, el tipo de elemento es SHELL181 en forma de triángulo con un nodo en cada vértice (que permite la formación de malla cohesionada con elementos tipo LINK180 de nodos en los extremos únicamente). A estos elementos superficiales se les ha asignado un material con módulo de Young comparable al del látex.

#### 4.1.1 Hélix-Gen

Antes de continuar explicando el desarrollo del modelo en ANSYS, conviene introducir la aplicación creada con el fin de facilitar la modelización de los filamentos en forma de hélice. Tras realizar diferentes pruebas, se comprobó que la forma más eficiente de modelizar estas geometrías era cambiar el sistema de referencia a coordenadas polares, ir introduciendo coordenadas de puntos pertenecientes a la hélice cada  $90^\circ$  y finalmente unir dichos puntos con líneas, todo ello mediante comandos. Este hecho suponía tener que calcular el paso de hélice cada vez que se modelizaba con parámetros nuevos e ir introduciendo valores incrementales (en ocasiones incrementos muy pequeños, sobre todo para valores de inclinación de hélice grandes). Por ello, se decidió crear una pequeña aplicación, bautizada como Hélix-Gen, mediante el programa Visual Basic, que automatizara todo este proceso y permitiera copiar la lista de comandos necesarios para ser introducidos en ANSYS. Los únicos valores que se introducen en esta aplicación son:

- Ángulo de la primera familia de fibras ( $\alpha$  en los desarrollos previos)

- Ángulo de la segunda familia de fibras ( $-\beta$  en los desarrollos previos)
- Radio del actuador
- Longitud del actuador

En el Anexo I se puede consultar el código fuente de la aplicación. El aspecto que presenta la interfaz de usuario de la misma, se puede ver en la Figura 15:

Joan González. Hélices ANSYS

Aplicación para la creación de hélices en ANSYS

Ángulo de familia de hélices #1: 30

Ángulo de familia de hélices #2: 50

Radio [mm]: 6,5

Longitud [mm]: 150

Generar Copiar código

```

CSYS, 1
/REPLOT
K,1,0.0065,0,0
K,2,0.0065,90,0.01768454
K,3,0.0065,180,0.03536909
K,4,0.0065,270,0.05305363
K,5,0.0065,0,0.07073817
K,6,0.0065,90,0.08842272
K,7,0.0065,180,0.1061073
K,8,0.0065,270,0.1237918
K,9,0.0065,0,0.1414763
K,10,0.0065,43.37858,0.15
K,11,0.0065,0,0
  
```

Figura 15: interfaz gráfica de la aplicación

Una vez generado este código, al introducirlo en ANSYS se obtiene un conjunto de geometrías con el siguiente aspecto (ver Figura 16):

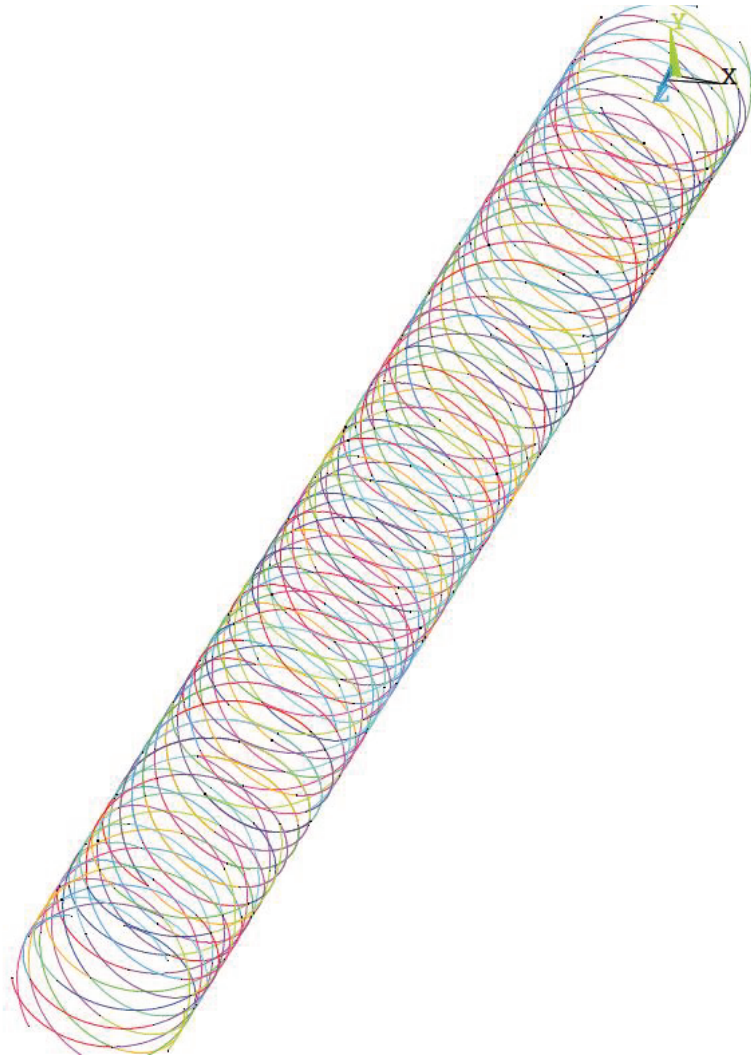


Figura 16: hélices introducidas en ANSYS mediante los comandos generados con la aplicación Helix-Gen

#### 4.1.2 Creación del modelo

Después de generar la geometría que formará las fibras, se crea una superficie cilíndrica con el mismo diámetro que los filamentos y se realiza la siguiente operación:

*Preprocessor>Modeling>Operate>Booleans>Divide>Area by Line*

Seleccionando todas las áreas y todas las líneas. De esta manera, se tendrán un conjunto de áreas delimitadas por fibras, haciendo la función buscada de filamentos embebidos en el elastómero. El aspecto que cobra el modelo al realizar esta operación es el mostrado en la Figura 17:



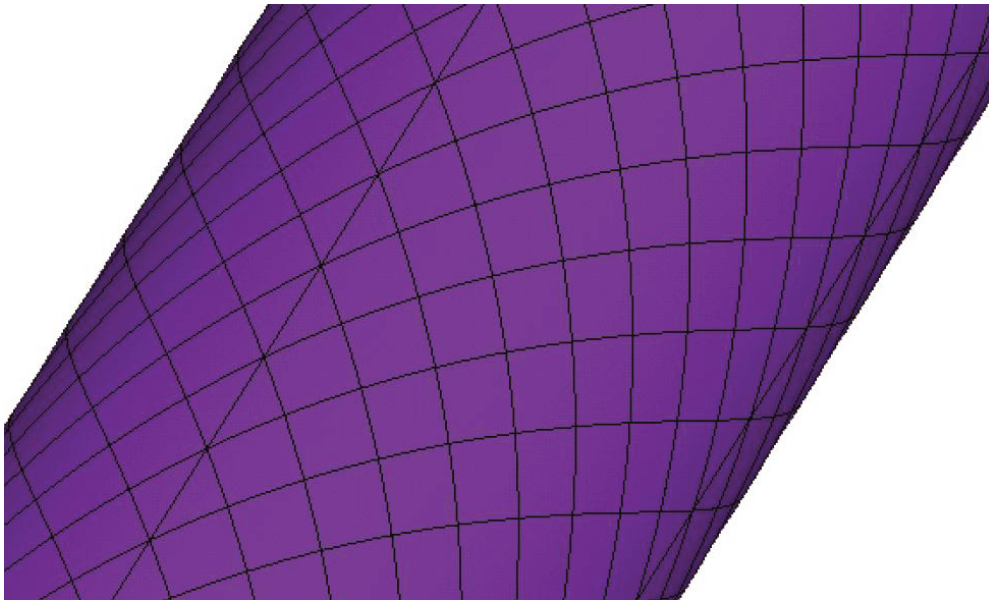


Figura 17: detalle de la superficie fragmentada y delimitada por las fibras

El siguiente paso consiste en crear la malla. Es importante no mallar como filamentos algunas de las líneas creadas por ANSYS y que no corresponden al modelo, como las líneas longitudinales que se crean al introducir la superficie cilíndrica. Como se ha explicado previamente, los filamentos se mallan como elementos tipo LINK180, ya que permiten trabajar únicamente bajo esfuerzos de tracción (véase Figura 18); mientras que las áreas de elastómero se modelizan como elementos superficiales tipo SHELL181.

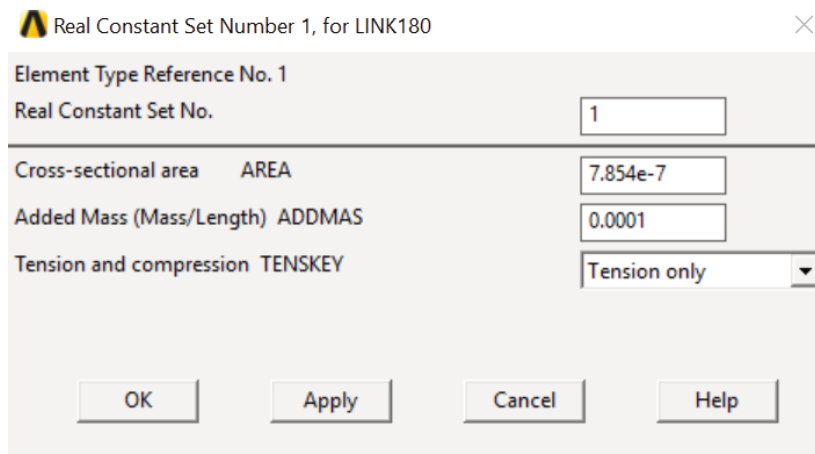
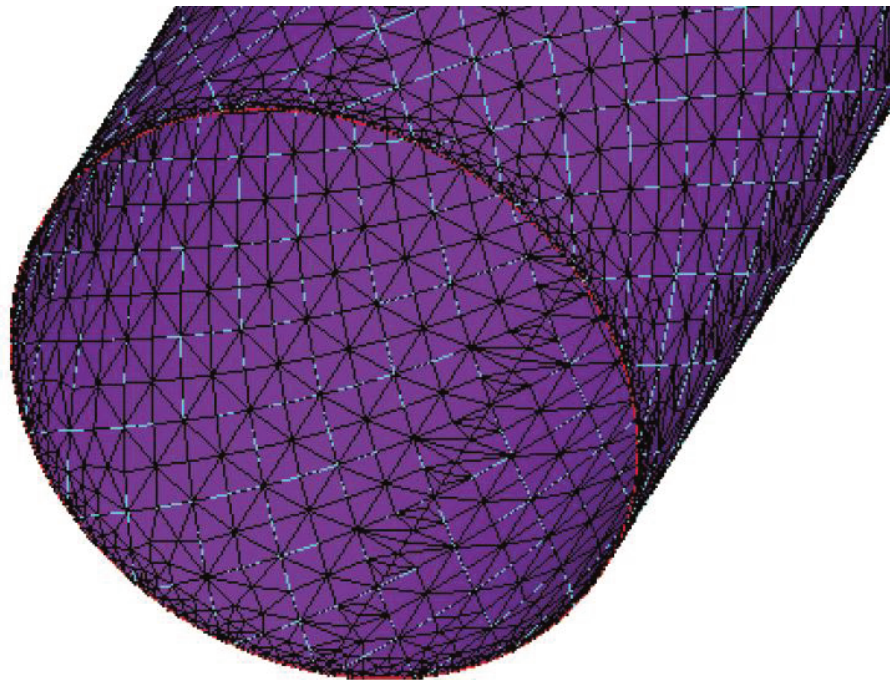


Figura 18: definición de las propiedades del elemento LINK180, modelizado para trabajar únicamente a tracción

El material utilizado para ambos elementos es linealmente elástico e isótropo. Para los filamentos de nylon se utilizan valores de  $E=2\text{e}9\text{Pa}$ , mientras que para la membrana de látex es de  $E=8\text{e}5\text{Pa}$ . Conviene también mallar uno de los extremos (el opuesto al considerado como fijo) con elementos con un material de alto módulo de elasticidad ( $E=1\text{e}15\text{Pa}$ , por



ejemplo), de forma que funcione a efectos prácticos como indeformable pero desplazable. El aspecto que tiene la malla es el siguiente (ver Figura 19):



**Figura 19: detalle de la malla creada formando filamentos y elastómero**

El resto de pasos para completar la simulación son comunes a cualquier otro modelo de elementos finitos: restricciones de movimiento y aplicación de cargas.

En cuanto a las restricciones, en el extremo elegido para hacer la función de fijo se deben impedir los desplazamientos UX, UY y UZ. En el otro extremo, el que se ha modelizado con un módulo de Young alto, se deberá comprobar si necesita alguna restricción en función del modelo (en ocasiones, no incluir ciertas restricciones en este extremo puede ocasionar inestabilidades que generan deformaciones incoherentes).

Las cargas introducidas en el modelo son de tipo superficial (presión) se aplican sobre todas las caras con dirección normal a estas y sentido saliente. Los valores máximos de presión utilizados se sitúan entre  $5 \cdot 10^5$  y  $6 \cdot 10^5$  Pa.

Por último, es importante activar la opción de grandes desplazamientos (NLGEOM,ON).

Una vez realizados todos los pasos explicados previamente, se obtiene un modelo de actuador FREE capaz de ser analizado en un ensayo libre de carga, lo cual supone que no realiza ningún trabajo. Sin embargo, la finalidad de estos actuadores, obviamente, es la de poder aplicar un desplazamiento en el sentido opuesto a una fuerza. Para realizar este tipo de ensayos se deben seleccionar los nodos del extremo libre (el opuesto al fijo), y se les aplica a todos ellos una carga lineal de valor igual a la fuerza total dividida entre el número de nodos seleccionados.

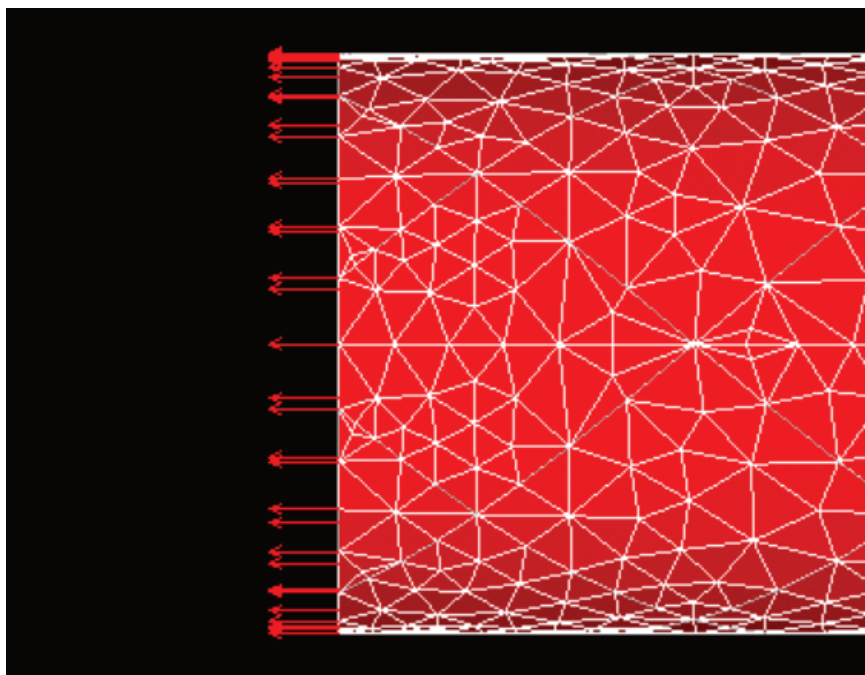


Figura 20: aplicación de fuerzas en el extremo libre del actuador

Tras realizar una simulación aplicando fuerzas de esta manera (en el caso de la Figura 20, un actuador de compresión pura), si se multiplican dichas fuerzas por el desplazamiento conseguido en la misma dirección y sentido opuesto, se obtiene el valor del trabajo que es capaz de generar el actuador.

## 4.2 Cálculos y resultados experimentales

Una vez desarrollada la metodología de creación de modelos de FREEs con el programa ANSYS, se busca estudiar una serie de configuraciones específicas de los mismos, con el objetivo de determinar su capacidad de deformación y los esfuerzos que son capaces de generar. A través del subapartado 2.3, Diseño de actuadores según direcciones de movilidad, se obtienen las configuraciones de fibras necesarias para diseñar los distintos tipos de actuador a modelizar en función los modos de deformación buscados. A continuación se presentan los tipos de actuador elegidos y los resultados obtenidos en sus simulaciones.

### 4.2.1 Actuador FREE de compresión pura

Como se puede apreciar en la Tabla 1, el único subgrupo de actuadores cuya dirección de deformación sea solamente de compresión es el nº15. Si observamos el gráfico de la Figura 10, este subgrupo corresponde a los actuadores con ángulos de inclinación  $\alpha = -\beta$ , es decir, actuadores tipo McKibben. Para estudiar este tipo de dirección de deformación en concreto,

se ha elegido de forma aleatoria utilizar un ángulo de inclinación de fibras de valor  $\alpha=-\beta=30^\circ$ . Este valor ha sido elegido sin hacer una valoración previa de si los valores de deformación y tensión van a ser o no máximos para este tipo de subgrupo.

Las características geométricas, al igual que en el resto de modelos, son de diámetro de actuador de 0,012m, longitud de 0,15m. Para un valor de presión interna de  $5 \cdot 10^5$ Pa y libre de carga, la deformación que presenta el actuador es la mostrada en la Figura 21:

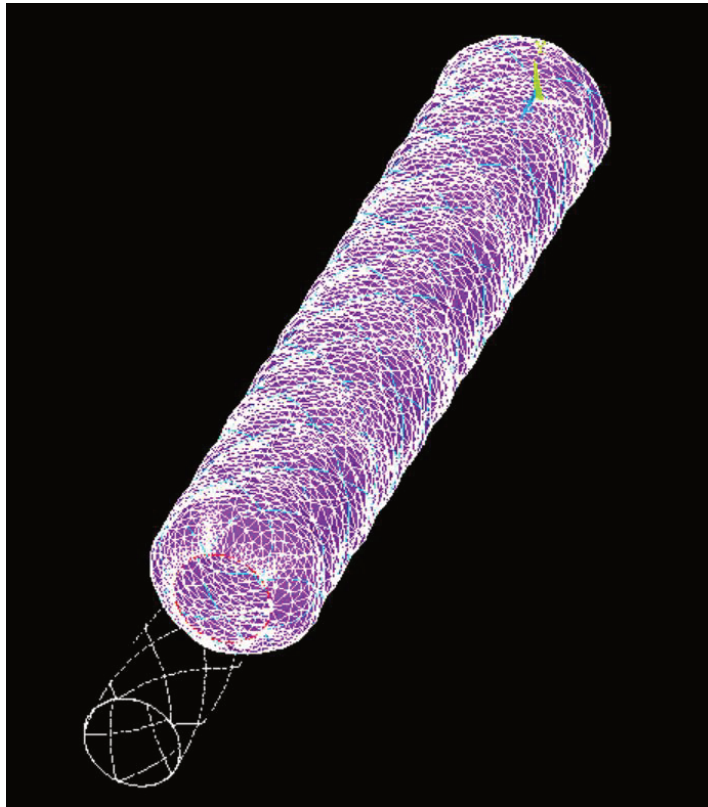


Figura 21: actuador tipo McKibben con ángulos  $\alpha=-\beta=30^\circ$

El valor de radio después de deformación es de  $1,0926 \cdot 10^{-2}$ m (es decir,  $2,1852 \cdot 10^{-2}$ m de diámetro) lo que representa una deformación radial relativa de valor  $\lambda_2=1,821$ . En el caso de la deformación longitudinal, cuyo valor es de  $3,353 \cdot 10^{-2}$ m, lo cual representa una deformación longitudinal relativa de valor  $\lambda_1=0,776$ . Como era de esperar, el ángulo de inclinación de las fibras para su posición de bloqueo está en torno a los  $54^\circ$ , tal y como se puede apreciar en la Figura 22.

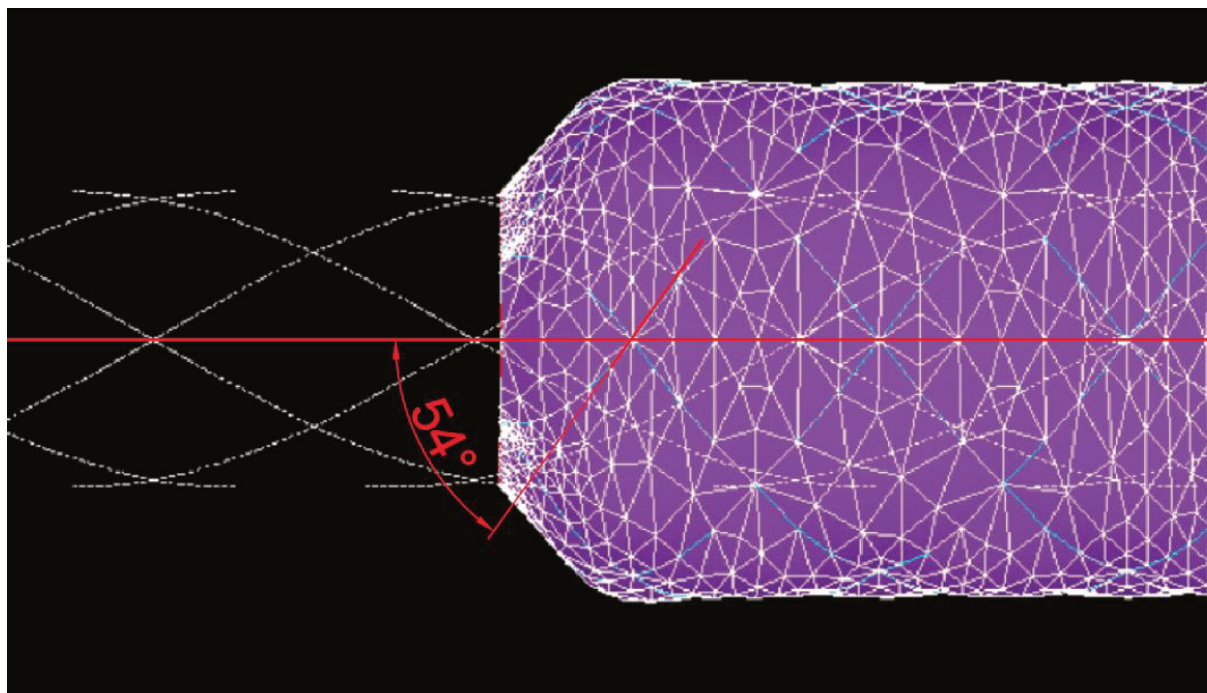


Figura 22: inclinación de las fibras en la posición de bloqueo para un actuador tipo McKibben

#### 4.2.2 Actuador FREE de torsión pura

Si se desea conseguir un actuador capaz de efectuar movimientos de torsión pura, las únicas configuraciones posibles son las pertenecientes a los subgrupos el 8, 9, 24 y 25. Si se observan con detenimiento los subgrupos 8 y 9, se verá que estos son equivalentes, variando únicamente el nombre que se le asigna a cada familia ( $\alpha$  o  $\beta$ ). Lo mismo ocurre con 24 y 25. De entre estas opciones, se elige una configuración  $\alpha=80^\circ$  y  $\beta=0^\circ$ , perteneciente al subgrupo 8. Utilizando las mismas dimensiones geométricas que en el modelo de compresión pura y una presión de actuación de  $3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  (valores superiores crean inestabilidades en el modelo), se obtienen las deformaciones esperadas. En este caso, el movimiento conseguido no resulta tan acusado como en el caso anterior de compresión, aunque sí cumple con la no-deformación en las direcciones de movimiento diferentes a las de torsión, como se deseaba.



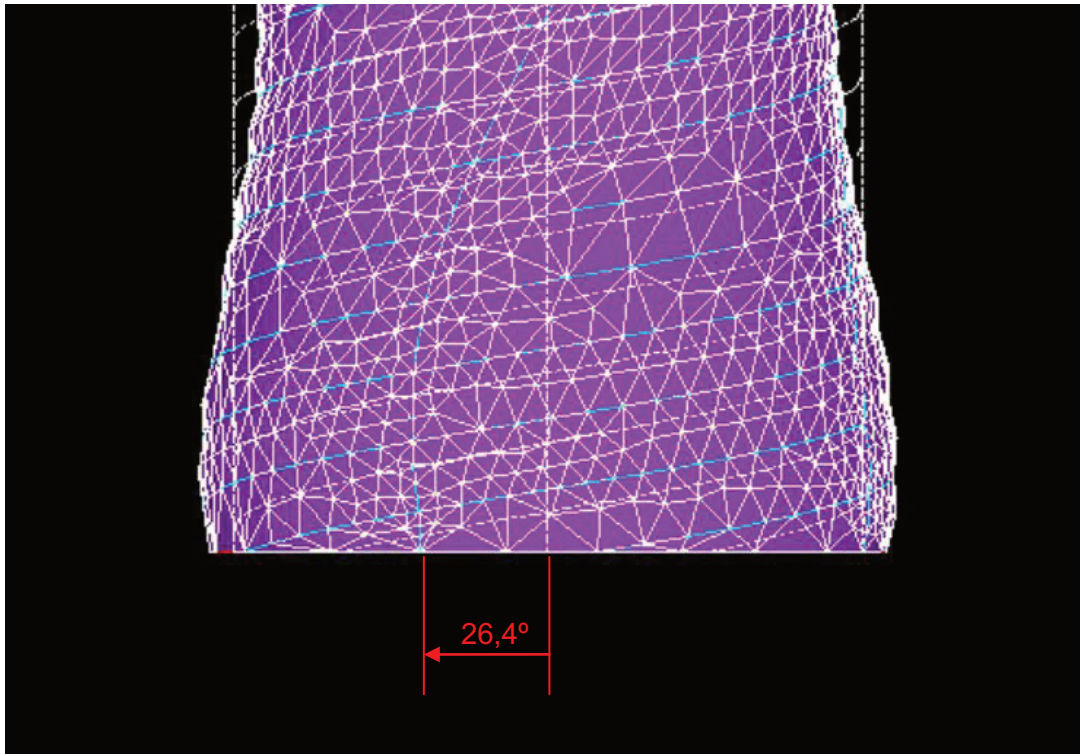


Figura 23: deformación de un actuador FREE de torsión pura

El ángulo de giro obtenido en el extremo es de 0,46rad, aproximadamente 26,4° (ver Figura 23 y Figura 24), correspondiente al valor  $\delta$  expresado en las formulaciones.

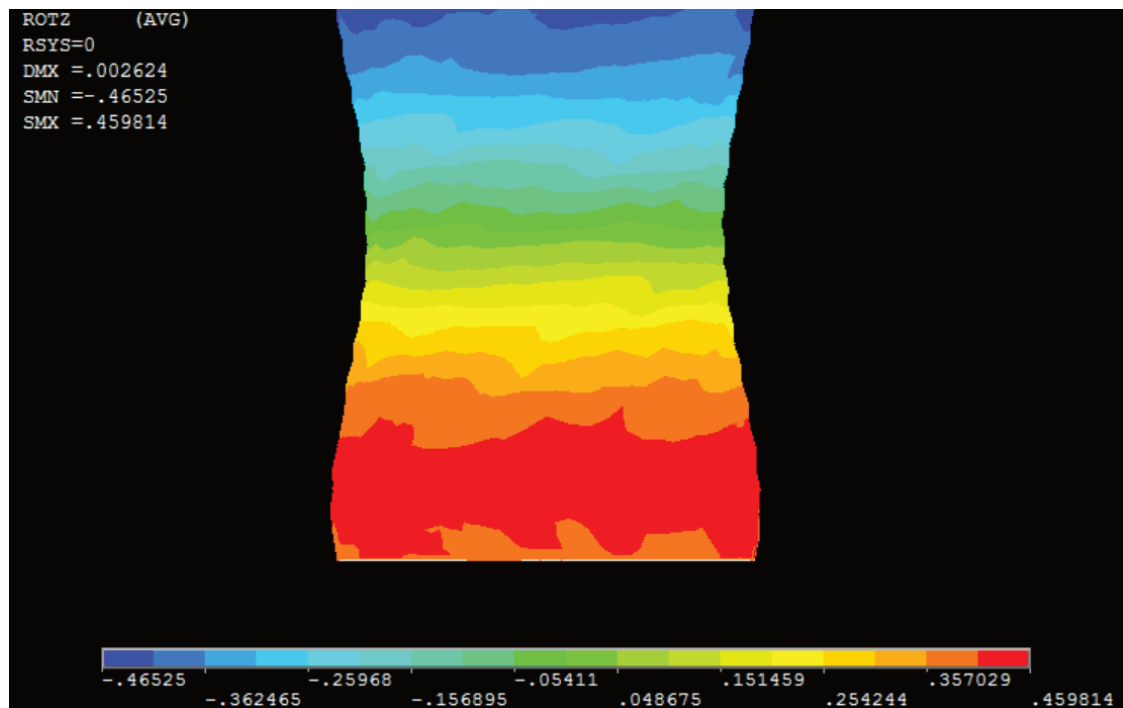


Figura 24: rotación en torno al eje longitudinal del extremo libre del actuador.

A diferencia de la deformación longitudinal,  $\lambda_1$ , que ha sido inexistente, la deformación radial,  $\lambda_2$ , ha sido distinta de cero en diferentes partes del actuador, como se puede apreciar en la Figura 25. Este comportamiento no es deseado, puesto que se pretende obtener un modelo cuya única dirección de deformación sea la de rotación.

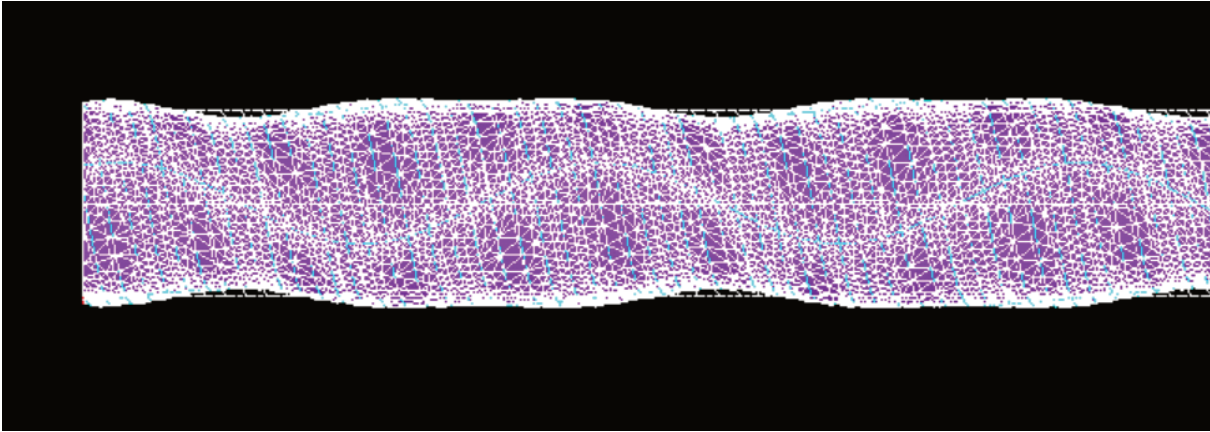


Figura 25: deformación radial distinta de cero.

#### 4.2.3 Actuador FREE de deformación helicoidal

En este tipo de actuadores, no tiene tanto sentido representar los parámetros de deformación,  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  y  $\delta$ , de la misma manera que se ha hecho en los casos anteriores. A pesar de esto, se ha decidido crear un modelo capaz de deformarse de esta manera para comprobar la viabilidad de los mismos y también poner a prueba la metodología de modelización que se ha desarrollado para este trabajo. Para crear dicho modelo con dirección de deformación helicoidal, la cual es una combinación de dos direcciones principales (deformación longitudinal y rotación), sirven los subgrupos 6, 7, 16, 17, 18, 19, 20 y 21. Estos subgrupos suponen una deformación en alguna de las cuatro direcciones de deformación helicoidal (F, G, H e I) representadas en la Figura 11. El subgrupo elegido para crear el modelo es el 21, con unos ángulos de inclinación de fibras  $\alpha=80^\circ$  y  $\beta=-60^\circ$ . La deformación obtenida para este modelo se puede apreciar en la Figura 26.

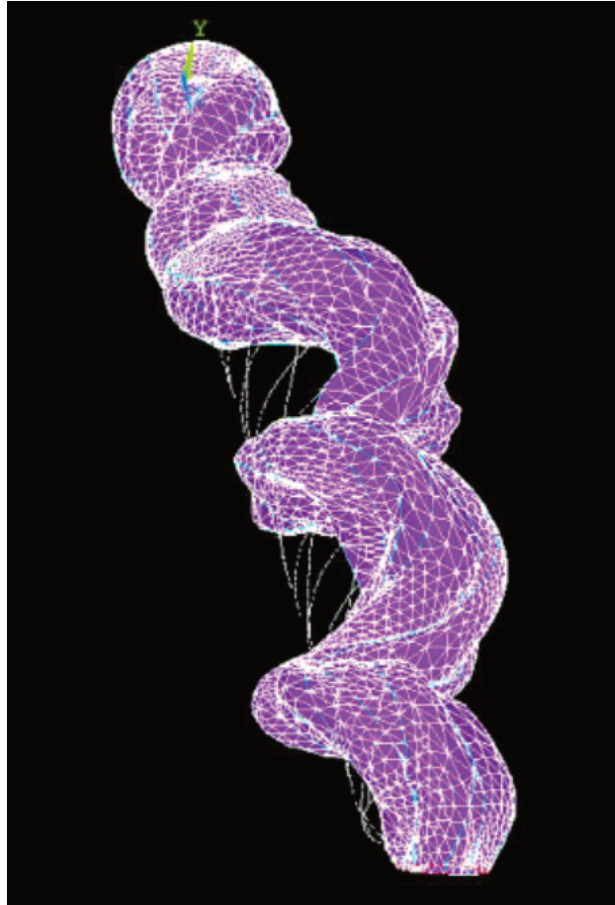


Figura 26: deformación helicoidal de uno de los modelos desarrollados.

Como se ha mencionado previamente, los valores de deformación expresados para otros modelos no tienen demasiada relevancia para este.

## 4.3 Cálculo del modelo propuesto

### 4.3.1 Iteraciones 1 a 5

En el caso del modelo propuesto, las características utilizadas para la primera iteración son las siguientes:

- Longitud del actuador: 0,425m
- Diámetro del actuador: 0,065m
- Ángulo de la primera familia de fibras ( $\alpha$ ):  $20^\circ$
- Ángulo de la segunda familia de fibras ( $\beta$ ):  $20^\circ$

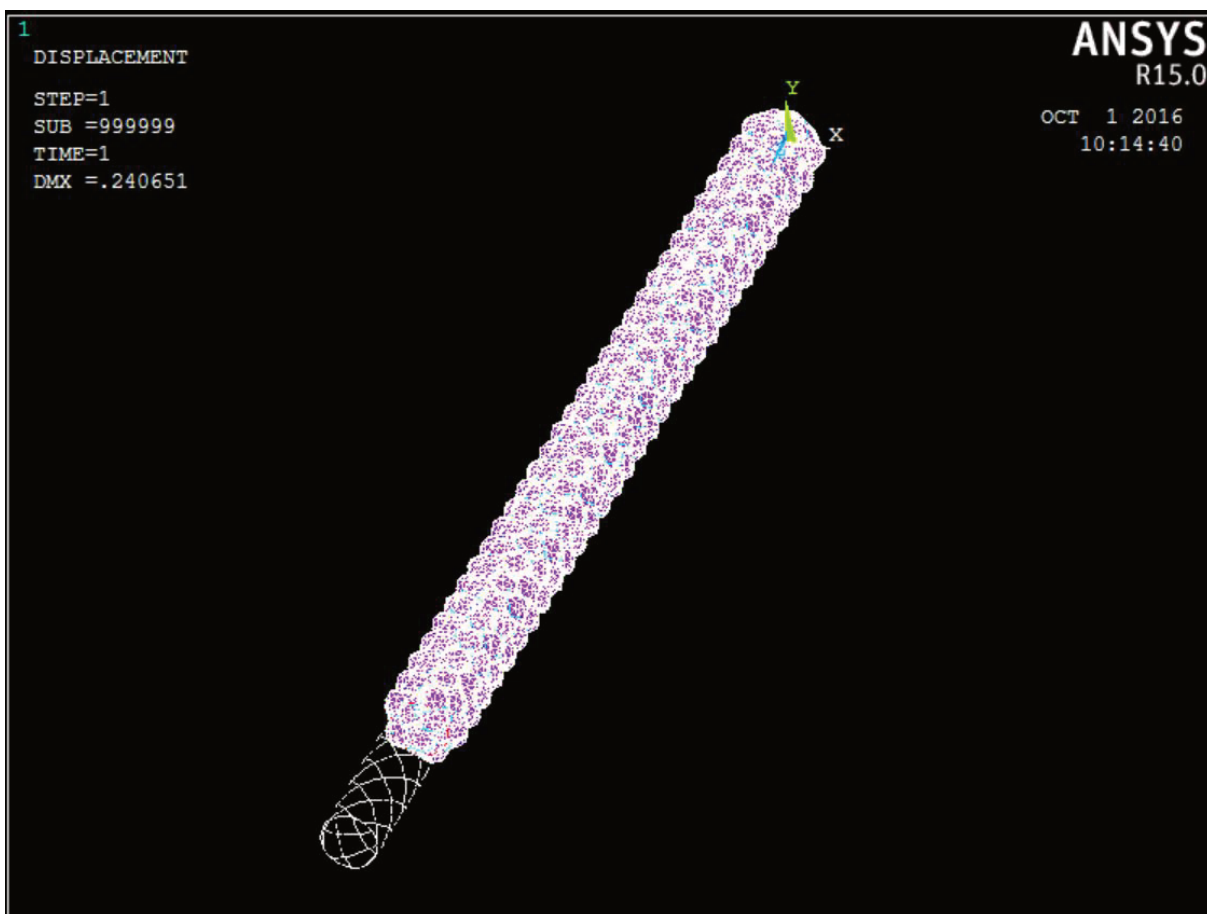
Tras simular el modelo sin aplicarle carga, se obtiene una disminución de longitud para la posición de bloqueo de 0,0243m. Dado que los desplazamientos buscados son del orden de más de 10 veces el valor obtenido (0,3m), se decide realizar las siguientes iteraciones de

cálculo con modelos cuya longitud de reposo sea bastante mayor (1,5m), manteniendo su diámetro. Además, dichas iteraciones se estudian también para tres casos distintos de cargas, con el fin de evaluar los trabajos que son capaces de realizar. Los resultados obtenidos quedan ordenados en la Tabla 2.

**Tabla 2: resultados de las iteraciones para actuadores de diámetro de actuador igual a 0,065m y longitud igual a 1,5m**

Nº iteración	Ángulo $\alpha=\beta$	$\Delta$ sin carga [m]	$\Delta$ 1000N [m]	$\Delta$ 1500N [m]	$\Delta$ 3350N [m]
2ª	20°	0,0933	0,0664	0,0628	0,03906
3ª	10°	0,0278	-	-	-
4ª	30°	0,19137	0,1602	0,1408	0,0783
5ª	40°	0,24065	0,16486	0,12747	0,0136

Se ha decidido no realizar los ensayos de carga para el modelo de la tercera iteración, ya que los desplazamientos que es capaz de realizar sin carga son excesivamente pequeños y, por lo tanto, los resultantes de las simulaciones con carga lo serán aún más. Un ejemplo de una de estas simulaciones se puede ver en la Figura 27:



**Figura 27: aspecto de una de las simulaciones realizadas**



Dado que en el mecanismo de giro del motor de la lancha, se puede modificar el brazo de palanca sobre el cual se ejerce la fuerza de actuación, se decide que en vez de realizar las simulaciones buscando una fuerza y desplazamiento concretos, se buscará el trabajo obtenido mediante el producto de ambos como medio para dimensionar el actuador. Es importante remarcar que el trabajo generado por cada actuador no se mantiene constante, sino que depende de la carga que se le aplique, con una relación F-W no lineal. De esta manera, la única forma de obtener las dimensiones correctas de actuador es, necesariamente, la repetición de iteraciones hasta acercarse lo suficiente al objetivo deseado. Los resultados de los trabajos realizados por los actuadores en las distintas iteraciones se expresan en la Tabla 3.

**Tabla 3: trabajos obtenidos en cada iteración**

Nº iteración	Ángulo $\alpha=\beta$	W sin carga	W 1000N [J]	W 1500N [J]	W 3350N [J]
2ª	20°	0	66,4	94,2	130,85
3ª	10°	0	-	-	-
4ª	30°	0	160,2	211,29	262,3
5ª	40°	0	164,86	191,2	45,56

Se puede observar que el mayor de los trabajos para las configuraciones de geometría y cargas probados es de 262,3J. Teniendo en cuenta que el valor que se desea obtener de trabajo está en torno a los 675J (como se explicó en el apartado 3), supone que sería necesario colocar más de dos actuadores como estos en paralelo para conseguir el objetivo deseado. Puesto que su longitud de reposo es de 1,5m (lo cual se considera excesivamente grande), se decide modificar el diámetro de actuador y observar su influencia.

#### 4.3.2 Iteración 6

Manteniendo la misma longitud de actuador y utilizando la configuración que mayor trabajo ha aportado en las iteraciones previas (ángulos de inclinación  $\alpha$  y  $\beta$  de valor 30°), se decide aumentar el diámetro de actuador hasta los 0,1m. Realizando los mismos casos de carga que en las otras configuraciones, se obtienen los resultados mostrados en la Tabla 4.

**Tabla 4: actuador de 1,5m de longitud y 0,1m de diámetro**

Iteración 6	0 N	1000 N	1500 N	3350 N
Desplazamiento [ $\Delta$ ]	0,27835m	0,2541m	0,242m	0,15657m
Trabajo [W]	-	254,1J	363J	524,5J

Observando los resultados de trabajos obtenidos por este actuador, se puede apreciar que un solo actuador que ejerza una fuerza de 3350N no es capaz de realizar el trabajo necesario porque su deformación no es suficiente; mientras que dos actuadores en paralelo que ejerzan 1500N cada uno, estarían sobredimensionados. Puesto que un actuador de las

dimensiones probadas en la iteración 6 resulta muy voluminoso, se procede a reducir las dimensiones del modelo en la siguiente iteración.

### 4.3.3 Iteraciones 7 y 8

En las iteraciones 7 y 8 se procede a reducir ligeramente el diámetro y la longitud del actuador, respectivamente. La primera de estas (ver Tabla 5) mantiene todos los parámetros de la iteración anterior, exceptuando el diámetro, el cual se reduce a 0,085m. En el caso de la octava iteración (ver Tabla 6), se vuelve a utilizar un diámetro de 0,1m, pero se acorta la longitud total de reposo a 1,4m. Para ambas configuraciones se ha mantenido el ángulo de inclinación de fibras de 30°.

**Tabla 5: séptima iteración, con diámetro de 0,085m y longitud de 1,5m**

<i>Iteración 7</i>	0 N	1000 N	1500 N	3350 N
Desplazamiento [ $\Delta$ ]	0,24285m	0,2161m	0,202723m	0,10897m
Trabajo [W]	-	216,1J	304,08J	365,05J

**Tabla 6: octava iteración, con diámetro 0,1m y longitud de 1,4m**

<i>Iteración 8</i>	0 N	1000 N	1500 N	3350 N
Desplazamiento [ $\Delta$ ]	0,25915m	0,23705m	0,226m	0,14909m
Trabajo [W]	-	237,05J	339J	502,165J

Se puede observar que la configuración de la iteración 8 permite que se utilicen dos actuadores trabajando a una fuerza máxima de 1500N cada uno, generando un trabajo conjunto de 678J, muy próximo a los 675J que se deseaban. En cuanto al desplazamiento entre posiciones extremas, este será de 0,226m ya que el brazo de palanca para realizar el giro del motor, deberá ser un poco mayor para compensar la ligera pérdida de fuerza (de 3350N a 3000N).

### 4.3.4 Estudio de la relación Presión-Desplazamiento de la configuración final

Una vez elegida la distribución de de dos actuadores en paralelo a cada lado, de 1,4m de longitud y 0,1m de diámetro, con una inclinación de fibras de 30°, se debe realizar un estudio de la linealidad existente entre la presión introducida y el desplazamiento que esta genera. Los resultados obtenidos para 10 escalones de presión interna de 0 a  $6 \cdot 10^5$  Pa se pueden observar en la Tabla 7:

**Tabla 7: relación Presión-Desplazamiento del actuador escogido bajo carga de 1500 N**

$P \cdot 10^5$ [Pa]	0	0,6	1,2	1,8	2,4	3	3,6	4,2	4,8	5,4	6
$\Delta$ [m]	0	-	-	-	-	0,09211	0,11842	0,14462	0,17825	0,19855	0,226

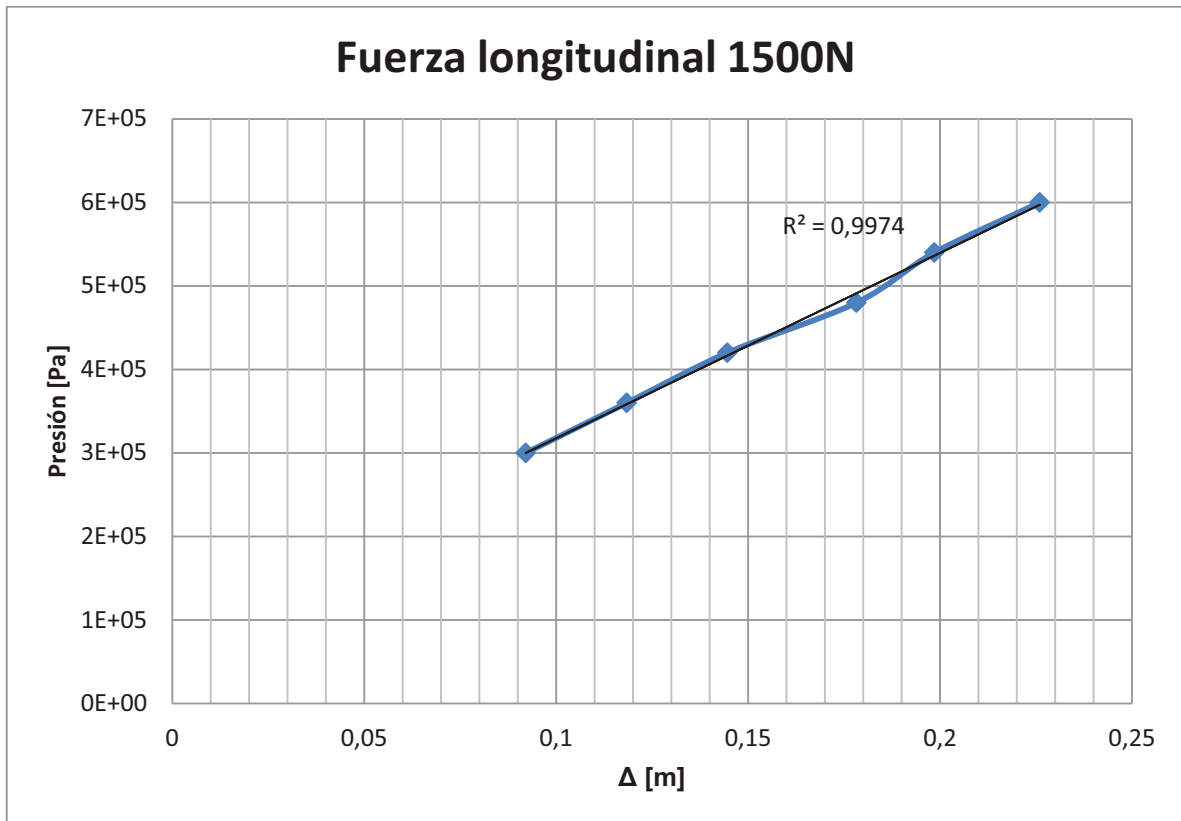


Figura 28: gráfica de relación Presión-Desplazamiento bajo carga de 1500 N

Si se obtiene una regresión lineal de los puntos (como la mostrada en la Figura 28) y se calcula el coeficiente de correlación entre los puntos obtenidos y dicha recta, se obtiene un valor de  $R^2=0,9974$ . Esto indica que prácticamente se trata de una recta. Sin embargo, si se toma la ecuación de la recta obtenida por regresión lineal, esta cortaría con el eje de ordenadas en un valor de P distinto de cero. Sabiendo que el valor del desplazamiento para una presión de 0Pa debe ser 0m, se determina que el tramo inicial de la curva debe tener una pendiente variable y distinta del tramo representado.

#### 4.3.5 Cálculo de la masa del actuador resultante

Se ha supuesto un grosor de membrana para los actuadores de  $2 \cdot 10^{-3}m$ , sin embargo, dadas las dimensiones finales del mismo, se van a realizar los cálculos para un espesor de pared de  $4 \cdot 10^{-3}m$ . Las fibras a utilizar son de nylon y tienen un diámetro de  $3 \cdot 10^{-3}m$ . El volumen de material elastomérico se calcula con la fórmula:

$$V = L \cdot \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4} = 1,4 \cdot \frac{\pi(0,104^2 - 0,096^2)}{4} = 1,759 \cdot 10^{-3}m^3 \quad (22)$$

La densidad del material utilizado para crear la membrana es de  $1010\text{kg/m}^3$ , lo cual hace que la masa de la membrana de cada actuador sea aproximadamente de  $1,777\text{kg}$ .

La longitud de las fibras se calcula desarrollando la hélice, tal que:

$$\text{Longitud} = \frac{L}{\cos \alpha} = \frac{1,4}{\cos 30^\circ} = 1,617\text{m} \quad (23)$$

Con lo que se tiene un volumen de fibras de nylon

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \text{Longitud} \cdot n^{\circ}\text{fibras} = \frac{\pi 0,003^2}{4} \cdot 1,617 \cdot 10 = 1,1427 \cdot 10^{-4}\text{m}^3 \quad (24)$$

La densidad del nylon es de  $1150\text{kg/m}^3$ , por lo que la masa total de fibras por cada actuador estará en torno a los  $0,131\text{kg}$ .

La masa total de cada actuador estará, por lo tanto, cerca de los  $1,9\text{kg}$ . Si estos se activaran mediante aire a presión, su peso no se vería apenas influenciado por el mismo, aunque, debido a la compresibilidad de este, es posible que no fuera la opción más indicada. Por otro lado, si se quisiera crear un sistema hidráulico, dado el gran volumen que pueden alojar los actuadores, sería significativo el peso que puede aportar el líquido (aceite u otros) al actuador.

El volumen que puede alojar uno de estos actuadores en su posición intermedia ( $1,287\text{m}$  de longitud y  $0,16\text{m}$  de diámetro, aproximadamente) es de  $0,2059\text{m}^3$ . Suponiendo que la densidad del fluido introducido en su interior es de  $800\text{kg/m}^3$ , lo que supone una masa extra por cada actuador cercano a los  $0,165\text{kg}$ .

Se podría contar, por tanto, con que la masa total por actuador es de  **$2,065\text{kg}$** . Para el cálculo de esta masa no se han tenido en cuenta los accesorios necesarios para cerrar los actuadores y conectarlos mecánicamente a los anclajes y demás piezas del mecanismo. Tampoco se han tenido en cuenta racordaje y sistemas de conducción, ya que estos se consideran idénticos a los del sistema convencional.

## 5 Esquemas y documentación de conjunto

### 5.1 Metodología constructiva

Como se ha comentado previamente, estos actuadores únicamente contemplan que la membrana y las fibras estén unidos en los extremos, ya que de esta manera es suficiente para evitar que exista un desplazamiento de las fibras con respecto al tubo, y mantengan así la distribución homogénea que se necesita para el correcto funcionamiento del sistema. Sin embargo, y como se justificará más adelante en este apartado, la modelización en ordenador no concuerda completamente con las características reales de este tipo de actuadores. A continuación, se procederá a explicar paso por paso cómo se fabrica en la realidad uno de estos, siguiendo la metodología constructiva expuesta por los investigadores Fionnuala et al. [10].

En primer lugar, se utiliza un molde de dos piezas que forman un cilindro al unirse. El interior del molde posee unos surcos en negativo con la inclinación que se dará a las fibras posteriormente, de forma que sirvan como guías en pasos posteriores. En dicho molde se vierte el elastómero en su forma líquida (los investigadores utilizaron Elastosil M4601), se elimina el gas mediante un vacío durante un par de minutos para evitar la aparición de burbujas, y a continuación se introduce un núcleo para crear el cilindro hueco. Esta parte del proceso queda representada en la Figura 29.

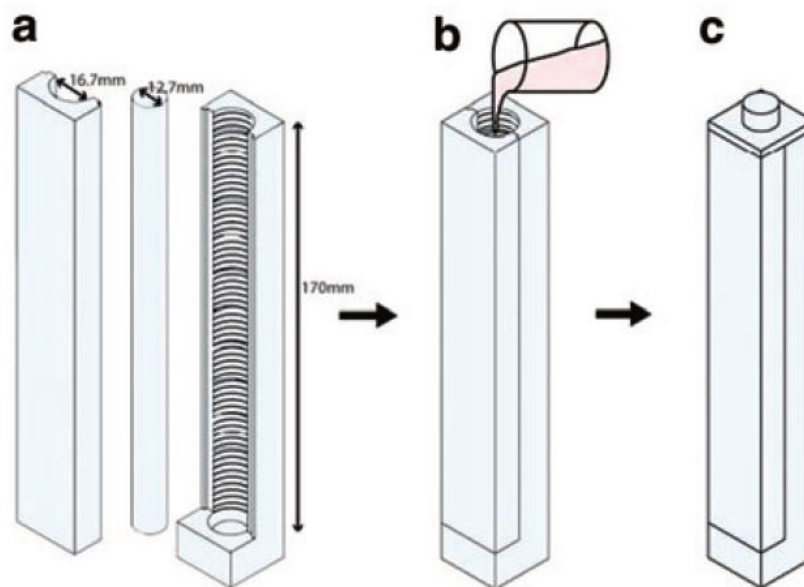
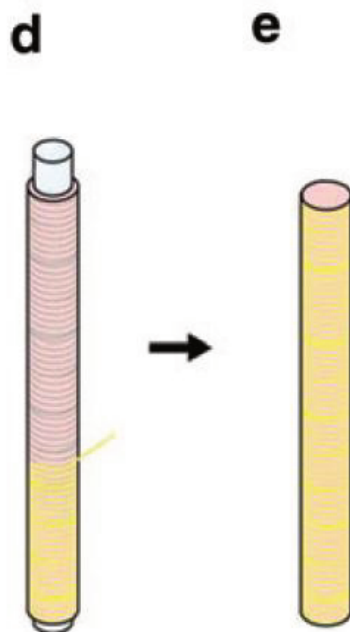


Figura 29: presentación de molde y núcleo (a), vertido del elastómero (b) e introducción del núcleo y curado (c). Fuente [10]

Tras dejarlo curar durante el tiempo necesario, se desmolda sin extraer el núcleo interno. Posteriormente, se distribuyen las fibras en sus respectivos surcos, formando los patrones deseados de inclinación. En el caso expuesto por estos investigadores, el material utilizado

para las fibras es Kevlar, aunque otros materiales como el nylon pueden ser igual de factibles si se estudia previamente las tensiones a las que estas serán sometidas. En los extremos, las fibras se fijan dándoles unas cuantas vueltas y terminando con un nudo, para después aplicar una silicona adhesiva (Sil-poxy en este caso). Esta parte del proceso queda representada en la Figura 30.



**Figura 30: colocación de las fibras en los surcos (d) y tubo completamente encordado, con los extremos fijos y el núcleo extraído (e). Fuente [10]**

El hecho de que existan unos surcos en el tubo de elastómero en los cuales se alojan las fibras, ayuda a que la separación entre filamentos se mantenga siempre homogénea a lo largo de todo el actuador. Por ello podemos asegurar que las fibras no se desplazarán longitudinalmente con respecto al brazo. Tampoco tendrán un movimiento de giro relativo a la superficie de elastómero, ya que sus extremos están fijados. Estos motivos se han creído suficientes para asegurar que el modelo creado en ANSYS, en el que los filamentos están unidos con la membrana en toda su longitud, es suficientemente realista como para poder extraer de él resultados de utilidad. Además, la formulación matemática desarrollada en el capítulo 2 contempla las deformaciones del tubo y de las fibras como iguales, de manera que entre ambos no se espera que exista ningún tipo de movimiento relativo.

El motivo por el cual se fabriquen estos actuadores de la manera descrita, y no de una forma más parecida a la que representa el modelo desarrollado en ANSYS (el cual aseguraría mejor la distribución homogénea de las fibras), posiblemente venga del hecho de que parece más complejo fabricarlo de la segunda forma.

Además del tipo de metodología constructiva ya descrita, se están desarrollando nuevas formas de creación de estos actuadores, más enfocadas a la producción de tipo continuo. Un ejemplo de ello se puede apreciar en la Figura 31.



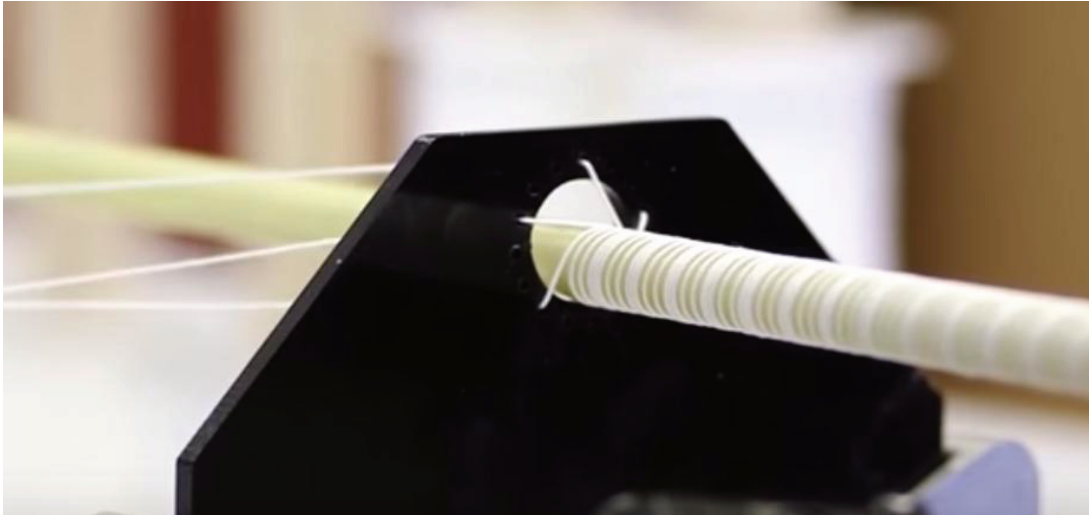


Figura 31: variación en la metodología de colocación de fibras. Fuente [11]

## 5.2 Esquema de instalación

Tal y como se ha determinado en el apartado de cálculos, los actuadores a utilizar deben tener un diámetro de 0,1m y una longitud de 1,4m, los cuales son unos valores significativamente voluminosos. Esto supone que debe existir espacio suficiente en la zona de instalación de la dirección de la lancha para poder ubicar cuatro de estos actuadores (colocados dos a dos en paralelo, un par a cada lado del motor).

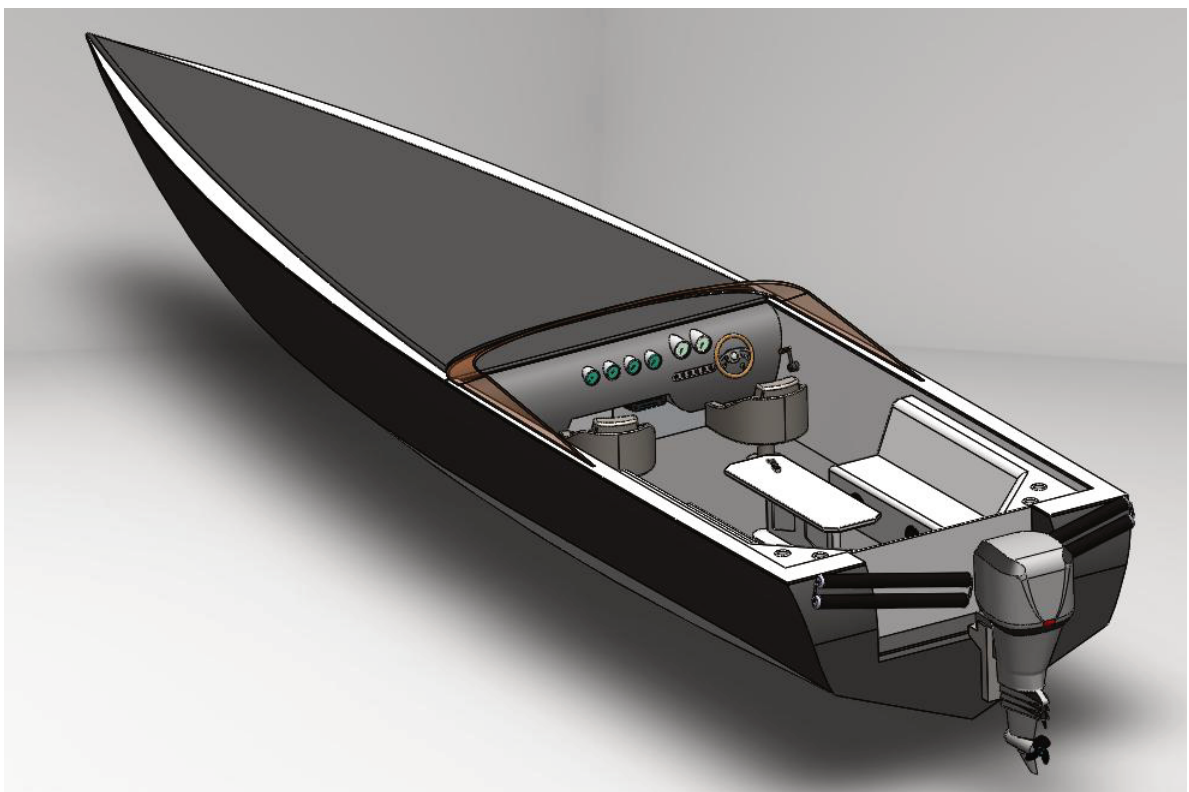
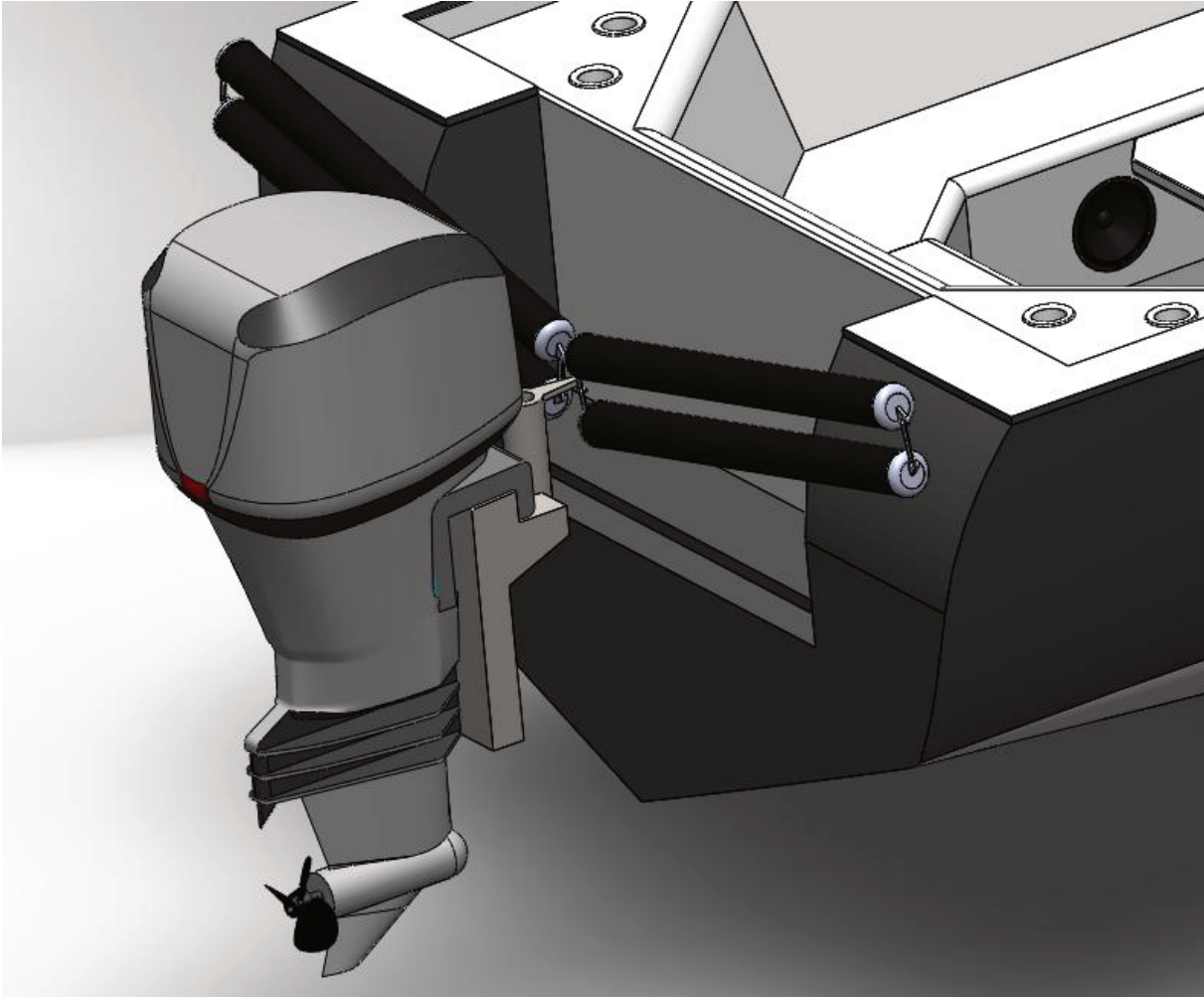


Figura 32: ejemplo de instalación de los actuadores en una lancha



**Figura 33: detalle de la instalación de los actuadores**

En las Figuras 32 y 33 se presenta un ejemplo de ensamblaje de estos actuadores en una lancha. No se ha querido prestar excesivo detalle en los elementos de interconexión ni en la colocación precisa de los componentes, puesto que cada barco con su respectivo motor requeriría una distribución de los componentes personalizada. Sí que se ha tenido en cuenta, por ejemplo, que exista una separación entre actuadores lo suficientemente grande para evitar el contacto cuando aumenten su diámetro al deformarse (hasta los 0,254m). También se pretende mostrar con estas imágenes el aspecto que tendría la lancha si se utilizaran estos actuadores, puesto que la diferencia de tamaño con el mecanismo original es considerable.

## 6 Presupuesto

A continuación se detallará el presupuesto del coste asociado a este proyecto. Dado que se trata de un trabajo enfocado a la investigación, y su objetivo no es el de entrar en detalle en cuanto al desarrollo de un producto en concreto, no se planteará este apartado como un cálculo del coste de un objeto o elemento, sino como el de la inversión llevada a cabo para la generación del conocimiento expuesto en este documento.

- Sueldo del investigador: se calcula que el periodo total invertido en la creación de este trabajo es de aproximadamente 6 meses, en los cuales se han dedicado un total de 400 horas de trabajo. Fijando el sueldo de un investigador junior en un valor de 10€/h, el coste total de las horas de dedicación al mismo asciende a 4000€.
- Software FEA ANSYS: el coste de la licencia de software de análisis de elementos finitos ANSYS, bajo la modalidad de *Ansys Academic Associate*, la cual se puede utilizar únicamente como licencia académica para proyectos de investigación, y que incluye los paquetes utilizados en el desarrollo de este trabajo, es de 26400€/año. Teniendo en cuenta que el desarrollo del proyecto ha tenido una duración de medio año, el coste asociado a la licencia de software de elementos finitos es de 13200€.
- Amortización del equipo: el único equipo físico utilizado para el desarrollo del trabajo es un ordenador portátil marca Lenovo, cuyo coste ascendió a 800€. Fijando el periodo de amortización de un ordenador portátil en 4 años, y dados los 6 meses de duración del desarrollo del trabajo, los costes asociados a la amortización del equipo ascienden a 100€.
- Servicios: teniendo el ordenador portátil un consumo de 65W, y utilizando un valor medio de 0,11€/kWh, el coste total en electricidad de las 400 horas asociadas al proyecto es de 2,86€.
- Costes indirectos: los gastos referentes a la conexión a internet se consideran indirectos por tratarse de una contratación de tarifa plana. Teniendo en cuenta el tiempo medio de utilización de este servicio por parte del usuario, frente a las horas dedicadas a la creación de este trabajo, se atribuye que el porcentaje del coste de internet imputable al proyecto es del 50%. Siendo el coste total de 24,5€ (20,25€ + 21% de IVA), el coste de internet asociado al trabajo es de 12,25€ al mes, lo que asciende a un total de 73,5€.

El coste total asociado al desarrollo del trabajo suma un total de **17376,36€**.

## 7 Comparativa de los resultados con los objetivos propuestos

Buscando en especificaciones de catálogo el valor de la masa del cilindro hidráulico a sustituir, este tiene un valor de 7,26kg (si se quisiera tener en cuenta la masa del líquido hidráulico de su interior, este añadiría menos de 0,11kg). Dado que se tienen que instalar cuatro actuadores FREE, cuya masa total es de 8,26kg, la sustitución con el fin de aligerar el peso no es coherente.

A pesar de que se reduzca el número de componentes si se compara un cilindro hidráulico con un actuador FREE, debido a la necesidad de instalar cuatro actuadores en sustitución de un solo cilindro, el recuento total de componentes no resulta menor que en el caso anterior.

Dado que no se han cumplido ninguno de los dos primeros objetivos específicos, tampoco se puede cumplir el tercero, referente a la reducción de precio, ya que este estaba condicionado a que se hubiera mejorado el sistema de alguna de las dos formas anteriores.

## 8 Conclusiones

Como conclusión más importante se destaca la limitación de la presión máxima de trabajo que viene derivada de la utilización de materiales elastoméricos. En comparación con la presión a la que pueden trabajar los cilindros de acero, en el caso de los FREEs esta se encuentra un orden de magnitud por debajo, de manera que, a pesar del gran potencial que presentan estos mecanismos deformables para reducir el peso, no son capaces de competir con cilindros convencionales de otros materiales más rígidos y con mayor límite elástico. Esta ha sido la limitación que ha supuesto la necesidad de aumentar en gran medida las dimensiones del actuador y la cantidad a instalar.

De esta manera se concluye que no es conveniente sustituir los mecanismos actuales de dirección de embarcaciones por actuadores de este tipo. A pesar de ello, se considera que el estudio que se ha hecho de estos en este trabajo puede abrir las puertas a su implantación en aplicaciones que trabajen a presiones inferiores. Por ello, mecanismos que no requieran altos valores de fuerza de actuación y se vean afectados por su peso en gran medida, resultan idóneos para aprovecharse de este tipo de sistemas. La conclusión que se saca de ello es que los FREEs son más adecuados para sustituir actuadores de tamaño reducido.

En caso de que el peso hubiera resultado considerablemente inferior al de los actuadores convencionales, el desproporcionado tamaño que estos requerían (longitudes de 1,4m) hubiera supuesto, probablemente, un motivo suficientemente importante para descartar su utilización.

## 9 Agradecimientos

Desearía mostrar mi agradecimiento a todos los docentes que han dedicado su tiempo y esfuerzo en mejorar mi educación a lo largo de todo el máster, con el fin de hacer de mí un mejor profesional. En especial, agradezco a aquellos profesores que me han dado su apoyo y conocimientos durante el desarrollo de este trabajo.

Difícil de expresar es el agradecimiento que siento por mi familia y amigos, cuyo apoyo y soporte han hecho más fácil el camino a recorrer.



## 10 Bibliografía

- [1] HOWEL, Larry L., MAGLEBY, Spencer P. y OLSEN, Brian M. *Handbook of Compliant Mechanisms*. Reino Unido, John Wiley & Sons Ltd., 2013. 326 p. ISBN 978-1-119-95345-6
- [2] KUKOLJ, MIRKO. *Axially Contractable Actuator*. Estados Unidos, US Patent 4819547. 11-04-1989
- [3] SEASTAR SOLUTIONS. *Hydraulic Steering Selection Guide 2015*. Ref. SL6001-Rev.21. Canadá, Seastar Solutions, 2015. 122 p.
- [4] CHING-PING, Chou, HANNAFORD, Blake. *Measurement and Modeling of McKibben Pneumatic Artificial Muscles*. Estados Unidos, University of Washington, 1995. 35 p.
- [5] HANNAFORD, Blake, WINTERS, Jack. *Actuator Properties and Movement Control: Biological and Technological Models*. En: *Multiple Muscle Systems. Part I: Muscle Modeling*. Estados Unidos, Springer, 1990. ISBN: 978-1-4613-9032-9
- [6] FESTO. *Cilindros redondos DSNU/DSNUP/DSN/ESNU/ESN*. 2016. 97 p. Disponible en: [https://www.festo.com/cat/es\\_es/products](https://www.festo.com/cat/es_es/products)
- [7] IMMEGA, GUY; KUKOLJ, MIRKO. *Axially Contractable Actuator*. Estados Unidos, US Patent 4939982. 10-07-1990
- [8] KRISHNAN, Girish. *Kinematics of a New Class of Smart Actuators for Soft Robots based on Generalized Pneumatic Artificial Muscles*. En: IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2014). Estados Unidos, 2014.
- [9] BISHOP-MOSER, Joshua, et al. *Design of Soft Robotic Actuators using Fluid-filled Fiber-Reinforced Elastomeric Enclosures in Parallel Combinations*. En: 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2012). Portugal, 2012
- [10] CONNOLLY, Fionnuala, et al. *Mechanical Programming of Soft Actuators by Varying Fiber Angle*. En: *SOFT ROBOTICS Vol.2 N°1*, 2015. Disponible en: <http://online.liebertpub.com/doi/abs/10.1089/soro.2015.0001>
- [11] Compliant Systems Design Laboratory, University of Michigan [Compliant Design] (2015, 23 abril). *Elasto-Fluidic Soft Robots - Michigan* [Archivo de video] Recuperado de: <https://www.youtube.com/watch?v=VCx9EbexRDM>

# 11 Anexo I: Aplicación Hélix-Gen

```
Public Class Form1

    Private Sub Button1_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles Button1.Click
        TextBox5.Text = "CSYS, 1" & Environment.NewLine & "/REPLOT" &
Environment.NewLine
        Dim numkp, contlinea, chivatnumkp As Integer
        Dim paso, radio, dz, longitud, incremang As Single
        Dim radiotexto, dztexto As String
        longitud = textbox4.Text
        radio = Textbox3.Text
        numkp = 1
        incremang = 0
        paso = 2 * (Math.PI) * radio / 1000 * Math.Tan((90 - ang1.Text) *
Math.PI / 180)
        radiotexto = Replace(radio / 1000, ",", ".", 1)
        dz = 0
        dztexto = Replace(dz, ",", ".", 1)
        Do While dz <= longitud
            TextBox5.Text = TextBox5.Text + "K," & numkp & "," & radiotexto
& "," & incremang & "," & dztexto & Environment.NewLine
            dz = dz + paso / 4 * 1000
            numkp = numkp + 1
            dztexto = Replace(dz / 1000, ",", ".", 1)
            incremang = incremang + 90
            If incremang = 360 Then
                incremang = 0
            End If
        Loop
        If dz <> longitud Then
            incremang = incremang - 90
            If incremang = -90 Then
                incremang = 270
            End If
            incremang = incremang + 90 * (1 - ((dz - longitud) / (paso *
1000) * 4))
            TextBox5.Text = TextBox5.Text + "K," & numkp & "," & radiotexto
& "," & Replace(incremang, ",", ".", 1) & "," & Replace(longitud / 1000,
",", ".", 1) & Environment.NewLine
        End If
        incremang = 0
        chivatnumkp = numkp
        'Segunda helice
        TextBox5.Text = TextBox5.Text + Environment.NewLine
        paso = 2 * (Math.PI) * radio / 1000 * Math.Tan((90 - ang2.Text) *
Math.PI / 180)
        radiotexto = Replace(radio / 1000, ",", ".", 1)
        dz = 0
        numkp = numkp + 1
        dztexto = Replace(dz, ",", ".", 1)
        Do While dz <= longitud
            TextBox5.Text = TextBox5.Text + "K," & numkp & "," & radiotexto
& "," & incremang & "," & dztexto & Environment.NewLine
            dz = dz + paso / 4 * 1000
            numkp = numkp + 1
            dztexto = Replace(dz / 1000, ",", ".", 1)
            incremang = incremang - 90
```

```

        If incremang = -90 Then
            incremang = 270
        End If

    Loop
    If dz <> longitud Then
        incremang = incremang + 90
        incremang = incremang - 90 * (1 - ((dz - longitud) / (paso *
1000) * 4))
        TextBox5.Text = TextBox5.Text + "K," & numkp & "," & radiotexto
& "," & Replace(incremang, ",", "." , 1) & "," & Replace(longitud / 1000,
",", ".", 1) & Environment.NewLine
    End If
    contlinea = 1
    TextBox5.Text = TextBox5.Text + "/REPLOT" & Environment.NewLine
    Do While contlinea < numkp
        TextBox5.Text = TextBox5.Text + "L," & contlinea & "," &
contlinea + 1 & Environment.NewLine
        contlinea = contlinea + 1
        If contlinea = chivatonumkp Then 'cambio de helice, suma dos
numeros en vez de uno y se rompe la concatenacion
            contlinea = contlinea + 1
        End If
    Loop
    TextBox5.Text = TextBox5.Text + "/REPLOT" & Environment.NewLine &
"LGEM,5,ALL,,,,72,0,0,0,0"
    End Sub

    Private Sub Button2_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles Button2.Click
        My.Computer.Clipboard.SetText(TextBox5.Text)
    End Sub
End Class

```

## 12 Anexo II: código de hélices del modelo definitivo

Por medio de la aplicación presentada, Hélix-Gen, se ha creado el código de introducción de los parámetros geométricos iniciales para crear las fibras en el programa ANSYS. En este anexo se adjunta el código correspondiente al modelo utilizado como solución del trabajo.

```
CSYS, 1
```

```
/REPLOT
```

```
K,1,0.05,0,0
```

```
K,2,0.05,90,0.136035
```

```
K,3,0.05,180,0.2720699
```

```
K,4,0.05,270,0.4081049
```

```
K,5,0.05,0,0.5441398
```

```
K,6,0.05,90,0.6801748
```

```
K,7,0.05,180,0.8162098
```

```
K,8,0.05,270,0.9522448
```

```
K,9,0.05,0,1.08828
```

```
K,10,0.05,90,1.224315
```

```
K,11,0.05,180,1.36035
```

```
K,12,0.05,206.2326,1.4
```

```
K,13,0.05,0,0
```

```
K,14,0.05,270,0.136035
```

```
K,15,0.05,180,0.2720699
```

```
K,16,0.05,90,0.4081049
```

```
K,17,0.05,0,0.5441398
```

```
K,18,0.05,270,0.6801748
```

```
K,19,0.05,180,0.8162098
```

```
K,20,0.05,90,0.9522448
```

```
K,21,0.05,0,1.08828
```

```
K,22,0.05,270,1.224315
```

```
K,23,0.05,180,1.36035
```

K,24,0.05,153.7674,1.4

/REPLOT

L,1,2

L,2,3

L,3,4

L,4,5

L,5,6

L,6,7

L,7,8

L,8,9

L,9,10

L,10,11

L,11,12

L,13,14

L,14,15

L,15,16

L,16,17

L,17,18

L,18,19

L,19,20

L,20,21

L,21,22

L,22,23

L,23,24

/REPLOT

LGEN,5,ALL,,,,72,0,0,0,0